

В.В. Руднев, М.Л. Хасанова, М.С. Дмитриев

**Разработка и обоснование концепции пневматической гибридной
энергетической установки на основе совершенствования происходящих
в ней процессов преобразования энергии**

МИНИСТЕРСТВО ПРОСВЕЩЕНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Южно-Уральский государственный гуманитарно-педагогический университет»
(ФГБОУ ВО «ЮУрГГПУ»)

В.В. Руднев, М.Л. Хасанова, М.С. Дмитриев

**Разработка и обоснование концепции пневматической гибридной
энергетической установки на основе совершенствования происходящих
в ней процессов преобразования энергии**

МОНОГРАФИЯ

Челябинск
2022

УДК 621.51/.54

ББК 28.081.4

Р83

Рецензент: д-р техн. наук, доцент, А.В. Гриценко

Руднев В.В. Разработка и обоснование концепции пневматической гибридной энергетической установки на основе совершенствования происходящих в ней процессов преобразования энергии / В.В. Руднев, М.Л. Хасанова, М.С. Дмитриев. Монография. – Челябинск: Изд-во Южно-Урал. гос. гуман.- пед. ун-та, 2022. - с.

ISBN 978-5-93162-663-5

В монографии исследованы энергетические установки автомобильного транспорта и методы повышения их экологических и экономических показателей. Авторы решают проблему повышения экономических и экологических показателей гибридных энергетических установок можно за счет внедрения концептуальных решений аккумулирования тепловых потерь первичного двигателя внутреннего сгорания в тепловых аккумуляторах, с последующим использованием этой энергии для повышения температуры сжатого воздуха, подаваемого на вторичный пневматический двигатель гибридной энергетической установки. В работе описаны экспериментальные исследования гибридной энергетической установки, состоящей из дизеля, компрессора, ресивера и пневматического двигателя, выполнен анализ результатов и предложен энергетический подход к анализу эффективности пневматических гибридных энергетических установок.

ISBN 978-5-93162-663-5

© В.В. Руднев, М.Л. Хасанова, М.С. Дмитриев, 2022

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
ГЛАВА 1 ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА И МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ИХ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ И ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ	11
1.1 Воздействие на окружающую среду	11
1.2 Анализ путей повышения экономических и экологических показателей ДВС	17
1.3 Комбинированные энергетические установки	20
ГЛАВА 2 РАЦИОНАЛЬНАЯ КОНЦЕПЦИЯ ГИБРИДНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ	44
2.1 Требования, предъявляемые к гибридным энергетическим установкам	44
2.2. Пути повышения экономических и экологических показателей ГЭУ	46
2.3 Анализ конструкций современных гибридных энергетических установок автомобилей	47
2.4 Концепция гибридной энергетической установки	57
2.5 Структура энергии потока отработавших газов первичного двигателя.	76
2.6 Работоспособность продуктов сгорания, выбрасываемых силовыми и теплоиспользующими установками мобильной техники	90
2.7 Система показателей для экологической оценки установки двухуровневого использования теплоты	100
Глава 3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА	111
3.1. Программа экспериментального исследования	111
3.2. Методика расчета показателей пневматической гибридной энергетической установки и оценки эффективности введения в неё аккумуляторов теплоты и сжатого воздуха	113
3.3 Экспериментальная установка	118
Глава 4 РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ	132
4.1. Определение показателей элементов гибридной энергетической установки	132
4.2. Влияния условий работы гибридной энергетической установки, оборудованной тепловым аккумулятором и системой аккумуляирования сжатого воздуха, на ее эффективные и экологические показатели	149
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	182

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время наша цивилизация не может обойтись без транспорта. К началу XXI века в РФ создан и в целом успешно функционирует современный транспортный комплекс, обеспечивающий ее территориальную целостность и национальную безопасность. При этом ключевую роль в его развитии играет автомобильный транспорт. На его долю приходится значительная часть всех грузовых перевозок в стране. Автомобиль широко используется для подвоза грузов к железным дорогам, речным и морским причалам, обслуживания промышленных, торговых предприятий, работников сельского хозяйства, обеспечивает перевозки пассажиров. По данным Министерства транспорта РФ, вклад автомобильного транспорта в перевозки грузов составляет 75–77 %, пассажиров (без учета личных легковых автомобилей) – 53–55 % [Элементы автотранспортного комплекса и их воздействие на окружающую среду [1].

В качестве силовой установки автомобильный транспорт в основном оснащается двигателями внутреннего сгорания (ДВС), которые сжигают огромное количество нефтепродуктов (до 14 миллиардов литров нефти в день [2]) и кислорода (например, в Москве автомобильный транспорт поглощает кислорода в 50 раз больше, чем все население города [3]). В то же время с отработавшими газами (ОГ) ДВС в атмосферу выбрасывается большое количество токсичных веществ (более 280 компонентов продуктов неполного сгорания нефтяных топлив, а также неорганические соединения тех или иных веществ, присутствующих в топливе) и углекислого газа, нанося непоправимый вред здоровью человека, возведенным им зданиям и сооружениям, окружающей природе [4].

Концентрация людей в городах приводит к увеличению количества транспортных средств на ограниченных территориях их проживания. Особенно остро стоит вопрос охраны окружающей среды (ОС) в мегаполисах. Индекс загрязнения атмосферного воздуха (отношение фактического загрязнения к предельно допустимому) основными ингредиентами, поступающими в атмосферу с ОГ от автотранспорта (оксид углерода, диоксид азота, формальдегид, бенз(а)пирен, свинец, пыль), например, в г. Челябинске, пять лет назад составлял от 10,9 до 39,5. На наиболее нагруженных пересечениях автомагистралей (с интенсивностью движения 4000 автомобилей в час и более) индекс загрязнения атмосферного воздуха уже 10 лет назад превышал 62.

Снижение расхода топлива (и соответствующего ему сжигания кислорода), а также выброса вредных веществ с ОГ в ОС стало одной из актуальнейших проблем для ведущих мировых производителей и потребителей автотранспортных средств.

Одним из многообещающих направлений решения этой проблемы, стремительно развиваемых в нынешний период, является создание и применение в конструкции автомобиля гибридной энергетической установки (ГЭУ), представляющую собой совокупность теплового двигателя (первичного двигателя – ПД), вторичного двигателя (ВД), накопителя энергии (НЭ) и трансмиссии. Гибридная энергетическая установка дает возможность обеспечить экономию топлива, сократит загрязнение атмосферы выбросами вредных веществ, теплоты, и ощутимо повысит в целом экологическую безопасность автомобилей.

Наиболее эффективным в настоящее время является применение так называемая, электрическая ГЭУ с ДВС, (включающей электрическую генераторную установку, накопитель электрической энергии (аккумуляторная батарея), и электромотор-генератор в качестве вторичного двигателя).

Электрические ГЭУ обеспечивают впечатляющее снижение (практически на 50 %) расхода топлива (а значит, и кислорода) по сравнению с обычными автомобилями, работающими только на ДВС. Основным недостатком электрических гибридов является то, что они требуют дополнительного источника электрической энергии и больших, тяжелых, дорогостоящих батарей с ограниченным сроком службы, производство которых является экологически грязным. Это приводит к дополнительному загрязнению (ОС) и к дополнительным производственным издержкам, которые компенсируются более высокой ценой конечных продуктов, сравнимой с ценой высокотехнологичных автомобилей.

Одним из способов обеспечения как можно меньшей дополнительной стоимости и, следовательно, повышения покупательной способности, является внедрение пневматических ГЭУ. Они работают аналогично электрическому гибриду. Во время замедления транспортного средства, пневматический двигатель используется в качестве компрессора, который преобразует кинетическую энергию движущегося транспортного средства в потенциальную энергию сжатого воздуха, который хранится в резервуаре под давлением. Для движения используется сжатый воздух, подающийся из резервуара к пневматическому двигателю под давлением, количество которого контролируется блоком управления.

Анализ литературы показал, что в настоящее время отсутствуют методики расчета и исследования, позволяющие обоснованно выбирать конструктивные решения при создании пневматических ГЭУ в зависимости от типа автомобиля, на котором она будет установлена, и требований, предъявляемых к его тягово-скоростным свойствам и топливной экономичности, что связано с малым количеством исследований автомобилей, оборудованных пневматическими ГЭУ.

Сказанное свидетельствует об актуальности темы настоящего исследования, посвященного разработке и обоснованию концепции пневматической гибридной энергетической

установки на основе совершенствования происходящих в ней процессов преобразования энергии.

Изучением проблемы занимались многие авторы. В частности, вопросы теории двигателей и их теплового баланса детально рассмотрены в работах В.И. Гриневецкого, Е.К. Мазинга, Н.Р. Бриллинга, А.С. Орлина, Б.С. Стечкина, А.К. Костина, А.В. Николаенко, Р.М. Петриченко, М.Р. Петриченко, Н.Х. Дьяченко, В.С. Семенова, Н.А. Иващенко, Р.З. Кавтардзе, Б.А. Шароглазова, В.В. Эфроса, В.С. Кукиса, В.А. Барилевича и др.

В области эксергетического анализа процессов в тепловых двигателях известны работы Д.П. Гохштейна, В.М. Бродянского, Я. Шаргута, Р. Петелы, В.С. Кукиса, Б.С. Сажина, А.П. Булекова, А.И. Андрющенко, М.И. Щепетильникова, Я.М. Рубинштейна и др.

В области интеграции тепловых потоков и пинч-анализа известны работы Б. Линнхоффа, Й. Клемеша, Л.Л. Товажнянского, Р. Смита, П.А. Капустенко, Л.М. Ульева, и др.

Исследования по аккумулярованию энергии теплоты приводятся в работах Г. Бекмана и П. Гилли, В.В. Шульгина, М.И. Куколева и др.

В области оптимизации технических систем и технологических процессов исследование опиралось на труды Д. Тсатсарониса, И.Л. Лейтеса и др.

Необходимый базис по техническим средствам измерения тепловых потоков составили работы А.В. Митякова, В.Ю. Митякова, С.З. Сапожникова, Н.В. Пилипенко и др.

В области энергосбережения исследование опирается на работы М.П. Федорова, В.Г. Казакова, П.В. Луканина, В.В. Сергеева, В.А. Горбунова, А.Д. Ключникова, В.А. Сулова, А.Н. Коваленко, Г.В. Лепеша, Р.З. Аминова и др.

В области комбинированных энергетических установок автомобилей изучены работы: А.Н. Туренко, В.А. Богомолова, Ф.И. Абрамчука, А.И. Харченко, С.С. Жилина, Р.А. Косый, Е.И. Босенко, В.В. Ломакина, А.В. Шабанова, С.В. Гусакова, В.А. Маркова, С.В. Бахмутова, К.Е. Карпухиан, О.И. Деева, А.А. Капустина, В.А. Ракова, В.К. Мазец, Н.М. Филькина, Р.С. Музафарова и др.

Проведенный анализ показал, что вопросы дальнейшего повышения эффективности ГЭУ связаны с научной проблемой, которая заключается в ряде причин.

Во-первых, повышение экономических и экологических показателей гибридных энергетических установок в большей степени зависит от эффективности процессов энергопреобразования в тепловом (первичном) двигателе (как правило, ДВС), а термодинамические показатели современных ДВС близки к теоретически возможному предельному уровню [5] и этот предельный уровень обеспечивает превращение в полезную работу не более 45–46 % термохимической энергии топлива.

Во-вторых, повышение КПД передачи и преобразования механической энергии (трансмиссии и аккумулятора) экономически не целесообразно.

Гипотеза исследования предполагает решить проблему повышения экономических и экологических показателей ГЭУ можно за счет внедрения концептуальных решений аккумуляирования «бросовых» тепловых потерь первичного двигателя в тепловых аккумуляторах, с последующим использованием этой энергии для повышения температуры сжатого воздуха, подаваемого на пневматический (вторичный) двигатель гибридной энергетической установки.

Цель настоящей работы – разработать и обосновать концепцию развития пневматической гибридной энергетической установки на основании совершенствования происходящих в ней процессов преобразования энергии.

Сформулированная гипотеза, цель и анализ проблем по теме позволили определить следующие основные задачи исследования:

1. Разработать методику структурной оптимизации конструкции пневматической гибридной энергетической установки с аккумуляированием теплоты отработавших газов и теплоты системы охлаждения первичного двигателя.
2. Обосновать наиболее рациональные структурные схемы пневматической гибридной энергетической установки по критериям топливной экономичности и экологичности.
3. Разработать и обосновать методику расчета тепловых двигателей и эксергетический подход к анализу эффективности пневматических гибридных энергетических установок.
4. Провести экспериментальные исследования пневматических гибридных энергетических установок с использованием тепловой энергии отработавших газов ДВС.

Объектом исследования является процесс функционирования пневматической гибридной энергетической установки, как энергопреобразующей системы, обеспечивающий необходимый уровень её экономических и экологических показателей.

Предметом исследования служили энергетические процессы в пневматической гибридной энергетической установке с использованием выбрасываемой в атмосферу теплоты системы охлаждения и выпускных отработавших газов ДВС (первичного двигателя) легкового автомобиля.

Область исследования (согласно паспорту научной специальности 05.04.02 – тепловые двигатели). Исследования выполнены с целью совершенствования действующих энергоустановок с тепловыми двигателями, создания технических объектов, использующих тепловые двигатели в качестве преобразователей энергии, в частности, в составе пневматической гибридной энергетической установки

Научная новизна выполненной работы заключается в том, что:

1. Впервые разработана методика структурной оптимизации конструкции пневматической гибридной энергетической установки с аккумулярованием с использованием выбрасываемой в атмосферу теплоты системы охлаждения и выпускных отработавших газов ДВС (первичного двигателя) легкового автомобиля.

2. Впервые разработаны и обоснованы новые наиболее рациональные структурные схемы пневматических гибридных энергетических установок по критериям топливной экономичности и экологичности.

3. Впервые разработана методика выбора и обоснования базовых параметров пневматической гибридной энергетической установки с использованием «бросовых» тепловых потерь первичного двигателя на основе эксергетического метода термодинамического анализа.

4. Обоснованы наиболее рациональные конструктивные схемы гибридных автомобилей и базовые параметры конструкции пневматической гибридной энергетической установки с использованием «бросовых» тепловых потерь ДВС автомобиля по критериям топливной экономичности и экологичности.

5. Разработаны научно-обоснованные рекомендации по созданию пневматической гибридной энергетической установки с использованием «бросовых» тепловых потерь ДВС для легковых автомобилей.

Новизна предложенных технических решений подтверждена 15 патентами на полезные модели.

Внедрение в практику проектирования разработанных методик, позволяет:

1. Обоснованно выбрать структурную схему пневматической гибридной энергетической установки.

2. Выбрать и обосновать базовые параметры пневматической гибридной энергетической установки с использованием тепловой энергии отработавших газов ДВС, обеспечивающие автомобилю наилучшие показатели топливной экономичности и экологичности.

3. Провести расчетные исследования влияния различных конструктивных и мощностных параметров и характеристик пневматической гибридной энергетической установки на эксплуатационные свойства автомобиля, что позволяет существенно сокращать сроки разработки новых конструкций и объем доводочных испытаний путем выбора наиболее эффективных конструктивных решений, причем возможно сделать это еще на ранней стадии проектирования.

Методология и методы исследования базировались на системном, комплексном и

процессном подходе к решению сформулированных выше задач, методах изучения специальной литературы, теоретического анализа и синтеза полученного экспериментального материала, индуктивного и дедуктивного методах обобщения полученных эмпирическим путем данных, математических и статистических методах обработки полученных экспериментальных материалов, а также для установления количественных зависимостей между изучаемыми явлениями. Теоретическая основа работы базировалась на использовании основных положений теории рабочих процессов тепловых двигателей, энергетического метода термодинамического анализа, методов статистической обработки результатов испытаний и компьютерного моделирования, а также научных исследований в области двигателестроения, термодинамики и теплотехники.

Экспериментальные исследования выполнены с помощью контрольно-измерительной аппаратуры в соответствии с нормативными документами на проведение экспериментальных исследований тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобилей с замером экологических показателей на различных режимах работы ГЭУ.

Степень достоверности и обоснованность результатов исследования определяется достаточным объемом экспериментов, их сопоставлением с данными других исследователей, применением комплекса современных, информативных и объективных методов исследования, соответствующих государственным стандартам, использованием современной измерительной аппаратуры, систематической её поверкой и контролем погрешностей, подтверждением теоретических положений экспериментальными.

Разработанные теоретические положения исследования используются при изучении новых экспериментальных конструкций гибридных и автономных автомобилей, создаваемых в филиале федерального государственного казенного военного образовательного учреждения высшего образования «Военная академия материально-технического обеспечения имени генерала армии А.В. Хрулёва» МО РФ, а также в учебном процессе при подготовке магистров в ФГБОУ ВПО «ЮУрГГПУ».

Глава 1 ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА И МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ИХ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ И ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ

1.1 Воздействие на окружающую среду

Современный транспортный комплекс Российской Федерации включает сеть транспортных линий, транспортных узлов и технические средства перевозки, а также работу по перевозке грузов и пассажиров. Сфера применения автомобильного транспорта в транспортном комплексе России в основном - внутригородские, пригородные и внутрирайонные грузовые и пассажирские перевозки. При всех преимуществах, которыми обладает автомобильный транспорт, он имеет недостатки, связанные с негативным воздействием на окружающую среду и человека. По этой причине во всем мире ведутся научные исследования путей и средств снижения отрицательных последствий автомобилизации. И единого подхода к данной проблеме, как показывает анализ, не найдено. Однако одной из основных причин роста негативного воздействия автомобилизации является непрерывно растущий парк автомобилей: в настоящее время в мире эксплуатируется более 1200 млн автомобилей, в Европе — свыше 150 млн., в России — 43,4 млн. Из них 83—85 % составляют легковые автомобили и 15—17 % — грузовые и автобусы. К 2050 году на дорогах мира будет в два раза больше автомобилей, чем сегодня, за ближайшие 30 лет добавится как минимум 1,2 миллиарда машин, подсчитали аналитики Всемирного банка. В результате они ежегодно потребляют 2,5 млрд. т топлива и выбрасывают в атмосферу ~1000 млн. т вредных веществ, т. е. 1,3 т/год на один среднестатистический автомобиль. Поэтому и доля автомобильного транспорта в общем загрязнении атмосферы в развитых странах достигала в среднем 45—50 %, России — 40, городах — 50—60, мегаполисах — до 85—90 %. [6]

Источником загрязнения окружающей среды большого города относят работающие автомобили, при этом не всегда они находятся в движении. Вредное воздействие автомобильного транспорта на окружающую среду заключается в ее негативном изменении в результате попадания в атмосферный воздух, воду, почву в основном токсичных компонентов отработавших газов. [7].

Снижение расхода топлива и выброса вредных веществ стало одной из актуальных проблем для ведущих мировых производителей и потребителей автотранспортных средств. Постоянное ужесточение экологических требований в связи с глобальным загрязнением окружающей среды от введение международных требований Женевского Соглашения 1958 года., внедрение нормативно-правовых актов в сфере защиты окружающей среды (Федеральный закон от 10.01.2002 № 7-ФЗ «Об охране окружающей среды»; Федеральный закон

от 04.05.1999 № 96-ФЗ «Об охране атмосферного воздуха»; Федеральный закон от 21.07.2014 № 219-ФЗ «О внесении изменений в Федеральный закон «Об охране окружающей среды» и отдельные законодательные акты Российской Федерации»), Специального технического регламента «О требованиях к выбросам автомобильной техникой, выпускаемой в обращение на территории Российской Федерации, вредных (загрязняющих) веществ» практически полностью базируется на Правилах ЕЭК ООН.

Основные требования к выбросам вредных веществ автомобилями и двигателями установлены в Правилах ЕЭК ООН №№ 49 (грузовые автомобили и автобусы), 83 (легковые автомобили и легкие грузовики), 96 (дизели сельскохозяйственных и лесных тракторов, внедорожных транспортных средств). Указанные документы постоянно и весьма оперативно пересматриваются, дополняются, модернизируются в рамках рабочей группы по загрязнению воздуха и экономии энергии КВТ ЕЭК ООН (ГДЗЭ) и принимают статус международных стандартов.

Несмотря на проводимую работы, выбросы загрязняющих веществ в атмосферу от автотранспортных средств увеличивается в год в среднем на 3,1%. В результате величина ежегодного экологического ущерба от функционирования транспортного комплекса России составляет более 3,5 млрд. долл. США и продолжает расти.

Основными источниками загрязнения (ОС) при эксплуатации автотранспорта являются двигатели внутреннего сгорания, которые выбрасывают в атмосферу отработавшие газы и топливные испарения. При этом 95-99% выбросов приходится на отработавшие газы, представляющие собой аэрозоль сложного состава, зависящего от режима работы двигателя. В отработавших газах обнаружено около 280 компонентов продуктов полного и неполного сгорания нефтяных топлив, а также неорганические соединения тех или иных веществ присутствующих в топливе.

В целом по России выбросы в атмосферу загрязняющих веществ автотранспортными средствами составляют в год около 12 млн. тонн. При этом доля различных веществ в этом ущербе такова: оксиды азота 44,5%, свинец 21%, акролеин 7,5%, сажа 7,4%, оксид углерода 6%, диоксид серы 3,4%, формальдегид 2,8%, бенз(а)пирен 1,3%, ацетальдегид 1,1%.

Сброс загрязненных сточных вод от автотранспортных предприятий в целом по стране составляет около 8 млн. м³, при этом в водные объекты поступает около 70 тыс. тонн взвешенных веществ и около 2,5 тыс. тонн нефтепродуктов.

Автотранспорт приводит к образованию твердых отходов, загрязнению воздуха и почвы, захламлению больших территорий, вибрации, электромагнитным излучениям, отчуждению земель под строительство объектов транспортной инфраструктуры и хранению автотранспортных средств, соответствующим ландшафтными изменениям, загрязнению

природных сред, связанному с авариями при транспортировке опасных грузов и т.д.

Ежегодный экологический ущерб от функционирования всех видов транспорта России только по таким видам негативного воздействия, как загрязнение воздуха, шум и влияние на климат, составляет около 170 млрд. рублей. По экспертным оценкам, выбросы вредных веществ автотранспортом в 2023 г. превысят уровень 2003 г. на 65%. Мировой ежегодный выброс вредных веществ от автомобилей составляет 50 млн.т. углеводородов, 200 млн.т. оксида углерода и 20 млн.т. оксидов азота.

Экологический ущерб от эксплуатации автотранспорта обусловлен токсичными выбросами, ежегодно автотранспортными средствами выбрасывается в атмосферу более 12 миллионов тонн различных загрязняющих веществ: окиси углерода, окислов азота и серы, углеводородов, сажи и других.

Под влиянием вредного воздействия автомобильного транспорта ухудшается здоровье людей, отравляются почвы и водоёмы, страдает растительный и животный мир.

Одним из главных загрязняющих факторов, присущих автотранспорту, являются отработавшие газы двигателей внутреннего сгорания, в которых при окислении, углеводородные топлива должны превращаться в водяной пар и углекислый газ. (Это принято называть "эмиссией CO₂"). При сжигании в автомобильном двигателе 1 тонны бензина образуется 180-300 кг окиси углерода, 20-40 кг углеводородов, 25-45 кг оксидов азота. В выхлопных газах автомобилей содержится целая гамма веществ, большинство из которых токсичны для человека.

К основным вредным веществам, оказывающим негативное влияние на природную среду и человека, относятся: оксид углерода и азота, твердые частицы, сернистый ангидрид SO₂, сероводород, ароматические углеводороды, бенз(а)пирен, формальдегид. Вредное влияние оказывает также шумовое воздействие автомобильных двигателей.

Оксид углерода - высоко токсичное вещество. Уже при концентрации CO в воздухе порядка 0,01-0,02 % при вдыхании в течении нескольких часов возможно отравление, а концентрация 2,4 мг/м³ через 30 мин. приводит к обморочному состоянию. Оксид углерода вступает в реакцию с гемоглобином крови, наступает кислородное голодание, поражающее кору головного мозга и вызывающее расстройство высшей нервной деятельности, ориентировочный экономический ущерб от загрязнения CO составляет 70 -100 руб/т.

Твердые частицы проникают в дыхательные пути человека вызывает их различные заболевания. Из неорганической пыли наиболее отрицательное воздействие оказывает пыль, содержащая большое количество диоксида кремния, которое может вызвать силикоз. Попадая в глаза вызывает глазной травматизм и др. заболевания. Раздражает кожные по-

кровы, подкожные нервы, засоряет кожные железы и бывает причиной гнойничковых заболеваний. Оседая на зеленой части растений неорганическая пыль и особенно сажа ухудшают условия дыхания, замедляет рост и развитие растений. Все виды пыли засоряют водоемы, а кроме того, сажа образует на поверхности пленку, препятствующую воздухообмену.

Оксиды азота. Общий характер действия на теплокровных зависит от содержания в газовых смесях различных оксидов азота. При контакте с влажной поверхностью легких образуется азотная и азотистая кислоты, поражающие альвеолярную ткань, что приводит к отеку легких и сложным рефлекторным расстройствам. Действуя на кровеносную систему приводит к кислородной недостаточности, оказывает прямое действие на центральную нервную систему. Для поражения наиболее чувствительных растений достаточно концентрации 38 мг/м³. Даже при небольших концентрациях от 5 мг/м³ до ПДК, но при постоянном воздействии снижается иммунноустойчивость, нарушается система воспроизводства низших млекопитающих.

Сернистый ангидрид SO₂ оказывает многостороннее общетоксичное действие на теплокровных, вызывает острое и хронические отравления. Вызывает расстройство сердечнососудистой системы, легочно-сердечную недостаточность, нарушает деятельность почек. Общетоксическое действие SO₂ связано с нарушением иммунного статуса организма с понижением сопротивляемости инфекции. SO₂ оказывает выраженное токсичное действие на растения. В присутствии диоксида серы ускоряется коррозия металлов в воздухе. Сернистый газ разрушающе действует на строительные конструкции, т. к. содержащиеся в цементе карбонаты кальция, реагируя с SO₂ при наличии влаги переходит в нестойкие сульфаты, вымываемые водой. Воздействие SO₂ на почву снижает ее плодородность, т. к. при этом происходит закисление.

Сероводород разрушающий и удушливый газ, вызывает поражение нервной системы, дыхательных путей и глаз. Может вызвать острое и хроническое отравление с разного рода последствиями.

Ароматические углеводороды. В условиях острого воздействия на теплокровных поражают центральную нервную систему, вызывая сонливость, вялость, судороги. В условиях хронической интоксикации оказывают политронное действие, поражая ряд органов и систем.

Бенз(а)пирен оказывает сильное канцерогенное, мутационное, тератогенное действие.

Формальдегид оказывает общетоксичное (поражение центральной нервной системы, органов зрения, печени, почек) сильное раздражающее аллергенное, канцерогенное, мутагенное действие. Воздействие атмосферных загрязнений на здоровье можно подразделить на два вида в зависимости от времени проявления эффекта: острое, сказывающееся в период или непосредственно вслед за повышением концентрации токсичного вещества, и хроническое воздействие, результат которого проявляется не сразу, а через некоторое время, иногда через годы. Как в первом, так и во втором случаях атмосферные загрязнения могут быть непосредственной причиной развития заболевания или оказывать не специфическоеотягщающее воздействие. Проникновение различных вредных веществ повышенной концентрации через органы дыхания в наши дни привело к существенному изменению состояния организма. Развилась патологическая повышенная чувствительность организма. Ощутимыми темпами происходит накопление наследственных пороков. Широкое распространение получили хронический бронхит, а также прежде формы легочной патологии, такие как аллергические воспаления альвеол. Увеличилось число больных бронхиальной астмой, относящейся к наиболее тяжелым проявлениям аллергии. Особую тревогу вызывает увеличение количества больных раком легкого, который по своей распространительности у мужчин вышел на 1-е место среди онкологических заболеваний. Потому как остро стоит проблема защиты воздушной среды от всех видов загрязнений.

Влияние шума на организм человека. В условиях сильного городского шума происходит постоянное напряжение слухового анализатора. Это вызывает увеличение порога слышимости (10 дБ для большинства людей с нормальным слухом) на 10 - 25 дБ.

Шум в больших городах сокращает продолжительность жизни человека. Чрезмерный шум может стать причиной нервного истощения, психической угнетенности, вегетативного невроза, язвенной болезни, расстройства эндокринной и сердечно-сосудистой системы. Шум мешает людям работать и отдыхать, снижает производительность труда. Отсутствие нормального отдыха после трудового дня приводит к тому, что естественно развивающееся в процессе работы утомление не исчезает, а постепенно переходит в хроническое переутомление, которое способствует развитию ряда заболеваний, таких, как расстройство центральной нервной системы, гипертоническая болезнь.

Мероприятия по защите от автомобильного шума: Градостроительные мероприятия - увеличение расстояния между источником шума и защищаемым объектом; рациональная застройка магистральных улиц; максимальное озеленение территорий. Технические мероприятия. В режиме работы двигателя на уровень шума влияют системы впуска и выпуска,

частота вращения и нагрузка на двигатель. Применяя глушитель шума на впуске и эффективный воздухоочистителем, можно понизить шум, создаваемый двигателем, на 10–12 дБ. Глушитель в зависимости от конструкции снижает шум на 8–16 дБ.

Компоненты отработавших газов двигателей внутреннего сгорания приводят к возникновению таких негативных явлений как смог, кислотные дожди, парниковый эффект. Отрицательное воздействие этих явлений на окружающую среду имеет различный географический размах: локальный - при возникновении смога; региональный (трансграничный) - при выпадении кислотных дождей; глобальный - в случае с парниковым эффектом.

Таким образом, в настоящее время в России существует серьезная проблема негативного воздействия на окружающую среду элементов автотранспортного комплекса, уже находящихся на этапе практической эксплуатации.

Количество некоторых вредных веществ в составе выбросов поддается регулировке и может быть сведено к минимуму за счет совершенствования конструкции двигателей, внедрения систем нейтрализации. В то же время двуокись углерода (CO_2) является неотъемлемой частью продуктов сгорания, и бороться с ней возможно только путем повышения качества моторного топлива.

Анализ многочисленных исследований транспортных ДВС в эксплуатации показывает, что для них характерны, во-первых, частая смена режимов, во-вторых, значительная доля времени работы на режимах холостого хода и малых нагрузках. Так, для двигателей грузовых автомобилей средней грузоподъемности при эксплуатации в городе холостой ход составляет около 20 % времени. При нагрузке, соответствующей 80 % от максимальной, на данном скоростном режиме – около 40 % времени. Режим холостого хода для двигателей автобусов в городских условиях составляет 30 % от общего времени работы. Загрузка специальной техники по мощности колеблется в широких пределах: при нагрузке до 50 % двигатель работает примерно 40% времени, столько же – при нагрузке 50-65 % и только 20 % времени – при нагрузке 70 % и выше. Эти данные говорят о значимости работ, направленных на повышение топливной эффективности двигателей при работе на холостом ходу, переходных режимах и режимах частичных нагрузок. Они, в основном, определяют эксплуатационный расход топлива и являются наиболее весомыми с точки зрения расхода топлива и вредных выбросов. Увеличение удельного расхода топлива при работе ДВС на режимах холостого хода, малых нагрузок и переходных процессов в основном определяется ухудшением смесеобразования, увеличением относительных потерь теплоты в охлаждающую жидкость и масло, температура которых на частичных режимах, как правило, понижается. Также при работе двигателей на малых нагрузках увеличивается относительная доля затрат полезной мощности на преодоление механических сопротивлений, а при работе на холостом

ходу вся развиваемая двигателем мощность (15...25 % от расхода по номинальной мощности) расходуется на преодоление трения, газообмен и на привод вспомогательных механизмов. Все отмеченные факторы приводят к тому, что удельный расход топлива при работе двигателя на малых нагрузках и холостом ходу в 1,5...5 раз выше, чем при работе на номинальной мощности, что напрямую определяет значения экологических показателей.

В таблице 1 приведены данные по процентной доле времени работы, объему и выбросам отработавших газов, и расходу топлива на различных режимах двигателя.

Таблица 1

Характеристика режимов работы двигателя и показателей токсичности в цикле городского движения

Режим работы двигателя	Доля режимов, %					
	По времени	По объему ОГ	По выбросам			По расходу топлива
			СО	СН	NO	
Холостой ход	39,5	10	13...25	15...18	0	15
Разгон	18,5	45	29...32	27...30	75...86	35
Установившийся режим	29,5	40	32...43	19...35	13...23	37
Замедление	12,8	5	10...13	23...32	0...15	13

1.2 Анализ путей повышения экономических и экологических показателей ДВС

У поршневых ДВС, наиболее широко используемого типа силовых установок, есть ряд преимуществ перед другими типами силовых установок. К настоящему времени это, прежде всего, топливная экономичность и возможность удовлетворения международным требованиям по экологии. Отлаженность технологии выпуска ДВС обеспечила их низкую удельную стоимость (затраты/кВт энергии). Совершенствование рабочего процесса привело к высокой объемной (массовой) энергоемкости (кВт/кг, кВт/м³). Изыскания многих поколений ученых и инженеров открыли, что у данной конструкции есть неиспользованные резервы для дальнейшего развития и совершенствования конструкции.

Например, существенный рост коэффициента полезного действия бензиновых двигателей и улучшение экономичности было достигнуто благодаря: переходу на впрыск топлива во впускной трубопровод или непосредственно в цилиндр; использованию наддува и переходу на четырехклапанное газораспределение; повышению степени сжатия до 10,5...13,0; расширению пределов эффективного обеднения смеси путем повышения турбулентности заряда в цилиндре.

За прошедшие 30 лет удельный расход топлива был снижен почти в полтора раза. Следует отметить, что в настоящее время другой удельный показатель расхода топлива в литрах на 100 км, отнесенный к одному литру рабочего объема двигателя, составляет для бензиновых двигателей с искровым зажиганием 4,5; а для двигателей с воспламенением от сжатия - 3,0.

К настоящему времени успехи в развитии ДВС были достигнуты в упорной конкурентной борьбе с другими видами энергоустановок. В настоящее время, ведутся интенсивные исследования по возможной замене традиционных ДВС другими силовыми установками такими как: двигатели на аккумуляторах, автомобильные газотурбинные двигатели, двигатели Стирлинга, двигатели Ренкина и силовые установки других конструкций, а также и на топливных элементах.

Основными показателями поршневых ДВС, которые обеспечили им преимущество перед другими типами силовых установок, к настоящему времени являются:

- топливная экономичность и удовлетворение международным требованиям по экологии;
- низкая удельная стоимость (цена/кВт энергии);
- высокая объёмная (массовая) энергоёмкость (кВт/кг, кВт/м³);
- неиспользованные резервы дальнейшего развития и совершенствования конструкции.

Именно эти эколого-экономические показатели поршневых ДВС пока и позволяют рассматривать их на ближайшую перспективу как основной вид источников энергии для автотранспортных средств. Ежегодное мировое производство ДВС превышает 100 млн. единиц, а парк мировой автотранспортных средств уже превышает 1000 млн. штук.

Существенный рост КПД бензинового двигателя и приближение его показателей к дизельному двигателю по экономичности было достигнуто благодаря:

- переходу на впрыск топлива во впускной трубопровод или непосредственно в цилиндр с поэтапным повышением давления впрыска;
- эффективности использования наддува, в том числе двухступенчатого и комбинированного;
- переходу на четырёх-клапанное газораспределение;
- повышению степени сжатия до 11-13;
- расширению пределов эффективного обеднения смеси за счет повышения турбулентности заряда в цилиндре.

Значительные резервы по дальнейшему повышению характеристик ДВС реализуются за счёт совершенствования электронного управления системами двигателей.

Однако до настоящего времени не освоены наиболее эффективные методы повышения КПД, как существующих, так и других конструкций ДВС, т.к. не были созданы работоспособные конструкции регулирования степени сжатия и рабочего объема. Теоретические и экспериментальные исследования показывают, что за счет регулирования степени сжатия и рабочего объема, при оптимальном регулировании показателей (или параметров) рабочего процесса ДВС – может быть улучшена эксплуатационная топливная экономичность и обеспечено снижение вредных веществ и парниковых газов (CO₂) в условиях городского движения, соответственно на 20, 35 и 40%!

Экспериментальные данные по количественному снижению расхода топлива, а также снижению CO₂; при изменении степени сжатия от 7 до 14 единиц на режиме холостого хода, и малых нагрузок, которые составляют более 30% в Европейском ездовом цикле, показывают возможность снижения расхода топлива на 25-40% на этих режимах.

Практическая реализация идеи – регулирование степени сжатия и рабочего объема – чрезвычайно сложная научно-техническая задача. Появление систем регулируемых фаз газораспределения и регулируемого наддува на перспективных конструкциях двигателей с регулируемой степенью сжатия позволит в комплексе достичь еще большей экономии топлива в городских условиях.

В настоящий период времени, дополнительно возникла необходимость решения проблем использования альтернативных видов топлив. В этот период от этапа совершенствования конструкции двигателя переходят к решению проблем энергетического кризиса, к созданию многотопливных модификаций ДВС с конечной целью перехода на водородосодержащие топлива.

Многие видят в водороде, используемом в двигателях внутреннего сгорания или генерирующем электроэнергию в топливных элементах, долгосрочное решение проблемы. Однако на сегодня водород сложно и дорого получить в больших количествах, опасно перевозить и трудно, и сложно хранить. Хуже всего то, что раньше, чем через 5-10 лет он, видимо, не найдет широкого распространения в автомобильном транспорте.

Вопрос, связанный с необходимостью значительного снижения расхода топлива будет существовать всегда и поэтому появившиеся комбинированные энергоустановки КЭУ следует рассматривать как одну из альтернативных конструкций силовых установок на базе ДВС.

Происходящее в настоящее время существенное сближение конструкций и рабочих процессов бензиновых и дизельных технологий обеспечивает создание на их базе многотопливных модификаций и открывает возможность проведения новых исследовательских работ по созданию универсальных систем питания ДВС.

Анализ путей повышения экономических и экологических показателей ДВС в условиях технологического прогресса и топливно-энергетического кризиса позволит выявить наиболее экономически целесообразные направления их развития: применение двигателей с переменной степенью сжатия, использование модульных схем силовых установок транспортных средств, а также переход на альтернативные виды топлива не нефтяного происхождения, в частности, метанол и получение из него на борту автомобиля водородосодержащего газа для питания ДВС[8,9].

1.3 Комбинированные энергетические установки

Нерешенная конструкторами ДВС проблема резкого снижения расхода топлива и CO₂ автомобилями массового производства привлекла внимание конструкторов других отраслей промышленности (в частности, электротехнической). Они обратились к созданию сначала электромобилей, а затем и автомобилей с гибридными силовыми энергоустановками.

Под гибридной энергоустановкой подразумевают комплексную силовую установку, состоящую из поршневого ДВС, электрогенератора, приводных электродвигателей, накопителя электроэнергии (аккумулятора) и системы микропроцессорного управления и оптимального регулирования. Это может обеспечить снижение расхода топлива в городских условиях движения на 28...32 %.

Современный автомобиль имеет достаточно хорошие показатели топливной экономичности и экологичности при равномерном движении в достаточно широком диапазоне рабочих скоростей. В то же время, при движении в режиме городского цикла, представляющего собой постоянное чередование фаз разгона, равномерного движения, замедления и стоянки с работающим на холостом ходу двигателем, эти же показатели существенно ухудшаются. Причин этому несколько - недостаточное использование потенциальной мощности двигателя при движении с ограниченной в условиях города скоростью, вследствие чего двигатель работает с повышенными удельными расходами, постоянные затраты энергии на накопление автомобилем кинетической энергии, которая затем через короткий промежуток времени переводится в тепло и безвозвратно теряется в фазе служебного замедления автомобиля, бесполезная затрата энергии при работе двигателя в режиме холостого хода на служебной остановке при движении в режиме городского цикла.

В тоже время существуют методы по улучшению характеристик автомобиля. Внедрение системы "стоп - старт", позволяет исключить работу двигателя при служебной стоянке в режиме городского цикла, внедрением систем рекуперации энергии торможения, гасящих накопленную при разгоне кинетическую энергию не фрикционными тормозами, а

системой рекуперации, позволяющей в дальнейшем использовать эту энергию для разгона автомобиля. Можно увеличить степень использования мощности двигателя при равномерном движении с относительно невысокой скоростью городского цикла путем применения бесступенчатой передачи вместо ступенчатой трансмиссии, осуществляя при этом регулирование скорости равномерного движения не дросселированием двигателя, как это осуществляется при ступенчатых трансмиссиях, а путем регулирования частоты вращения ДВС при работе его по характеристике минимальных расходов.

Все перечисленные пути улучшения характеристик автомобиля при его работе в городском цикле ведут к значительному усложнению и удорожанию конструкции автомобиля, поэтому до настоящего времени не нашли широкого применения в массовом автостроении, кроме, пожалуй, бесступенчатых трансмиссий, однако и они еще недостаточно распространены.

В настоящее время одним из наиболее перспективных направлений решения проблемы городского автотранспорта является применение гибридных комбинированных силовых установок, позволяющих достичь требуемого улучшения экологических показателей автомобиля за счет сочетания преимуществ основного и накопительного источника энергии путем разработки систем и оптимизации алгоритма их совместной работы, в основу которых положено движение автомобиля в городском цикле. Энергия основного источника (ДВС) непрерывно расходуется в течение длительного времени, предназначена для преодоления силы сопротивления движения автомобиля. Энергия пикового источника, обладающего свойствами накопителя, затрачивается на преодоление сопротивления силы инерции (разгон автомобиля). Пиковый источник энергии (накопитель) заряжается за счет избыточной (нереализуемой при движении в данной стадии городского цикла) энергии основного источника, а также за счет рекуперации кинетической энергии при замедлении и во время рабочих остановок. В настоящее время исследуются комбинированные гибридные силовые установки: электрические и механические. К механическим можно отнести гидравлические, маховики и пневматические гибриды. Основная идея гибридизации заключается в уменьшении расхода топлива за счет рециркуляции потерянной тормозной энергии. Гибридная работа также позволяет двигателю внутреннего сгорания работать в наиболее оптимальном рабочем режиме с точки зрения нагрузки и скорости за счет накопления энергии в аккумуляторах и импульсного ее расходования в зависимости от дорожных условий. Это позволило ДВС значительно снизить расход топлива гибридного автомобиля.

Официальные продажи гибридных автомобилей в России начались в 2005 году с модели премиум класса Lexus. С начала продаж по конец 2018 года через дилерские центры

продано более 18 тыс. таких автомобилей. Самый популярный в мире гибридный автомобиль Toyota Prius продается в нашей стране с 2009 года и за последующие годы их продано более 1 тыс. шт.

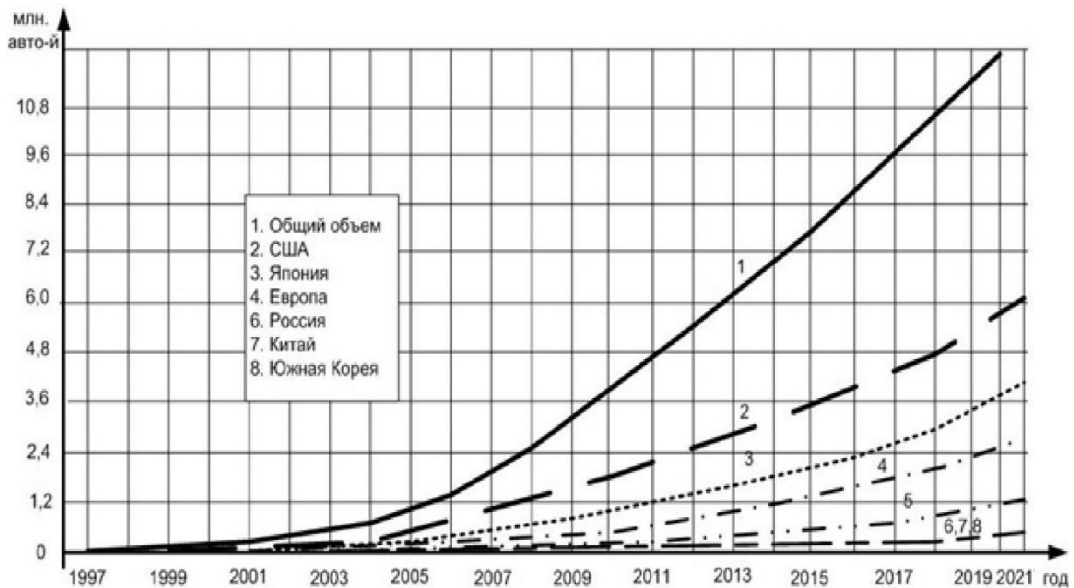


Рис. 1. Статистика продаж гибридных автомобилей

Согласно собранным данным, к 2017 году число проданных гибридных автомобилей во всем мире достигнет 10 млн. шт. (рис. 1). При этом динамика продаж имеет устойчивую тенденцию к росту. Численность мирового автопарка гибридных автомобилей в количественном выражении увеличивается каждые 5 лет примерно на 3 млн. единиц. С учетом существующих тенденций к 2020 году автопарк гибридных автомобилей может достичь 14 млн. шт., а ежегодные продажи гибридов - 10% от общего числа продаваемых в мире автомобилей.

Анализ показывает, что большая часть автопарка гибридных автомобилей (более 80%) имеет ГЭУ смешанного типа. Наиболее распространенным гибридным автомобилем в мире на сегодня является модель Prius компании Toyota, занимающая более 50% автопарка. Это самый доступный гибридный автомобиль в России, его стоимость в ценах 2015 года составляет 1,6 млн. руб. А самым доступным серийным гибридным автомобилем в мире является Honda Fit (его стоимость в Японии составляет 18,6 тыс. долл.).

Основным преимуществом гибридных автомобилей, способствующим их распространению, по мнению покупателей, является низкий расход топлива в городском ездовом цикле. Средний расход топлива у гибридных легковых автомобилей, составляет 6,5 л/100 км в городском цикле движения и 4,8 л/100 км - по шоссе. Для гибридных автомобилей с полным приводом - 10,6 и 7,6 л/100 км соответственно.

Помимо низкого расхода топлива гибридная силовая установка позволяет получить и другие преимущества. Благодаря электродвигателю, развивающему максимальный крутящий момент при начале движения, у гибридного автомобиля улучшается динамика разгона. Вместо ступенчатого переключения, гидротрансформатора или вариатора трансмиссия гибридного автомобиля имеет планетарный зубчатый редуктор, соединяющий между собой бензиновый ДВС и ведущую ось, не требующий переключения передач, что удобно для движения в городе. Применение рекуперативного торможения снизило на 80% нагрузку на тормозные механизмы и позволило уменьшить массу неподрессоренных элементов кузова, сделав езду более комфортной.

Распространению гибридных автомобилей препятствует стоимость комплектующих: высоковольтной аккумуляторной батареи, инвертора и мотор-генераторов, делающих автомобиль дороже на 40%, по сравнению с бензиновым автомобилем, а также недостаточное количество сервисов. Это снижает интерес покупателей и замедляет расширение рынка.

Таблица 2

Технические характеристики популярных гибридных автомобилей

Модели	Цена, евро	Мощность КЭУ, кВт	Мощность электродвигателя, кВт	Объем ДВС, см ³	Масса а/м, кг	Расход топлива*, л/100	Расход топлива (средний)	CO ₂ , г/км
Audi A8 Hybrid	78 100	180	40	1 984	1 945	6,4/6,2	6,3	147
BMW ActiveHybrid 3	52 850	250	40	2 979	1 730	6,2/5,5	5,9	139
Citroën DS5 Hybrid	39 180	147	27	1 997	1 735	3,6/3,1	3,4	88
Honda Insight	20 490	65	15	1 339	1 296	4,3/4,0	4,1	96
Lexus IS 300h	36 700	164	105	2 494	1 695	4,5/4,3	4,4	99
Mercedes E 300 BlueTEC Hybrid	52 449	150	20	2 143	1 845	4,1/4,1	4,1	107
Peugeot 508 Hybrid	39 700	147	27	1 997	1 815	3,5/3,2	3,4	88
Toyota Yaris Hybrid	16 950	74	45	1 497	1 160	3,5/3,1	3,5	79
Toyota Auris Hybrid	22 950	100	60	1 798	1 385	3,6/3,5	3,6	84
Toyota Prius Hybrid	26 800	100	60	1 798	1 445	3,9/3,7	3,9	89
Volkswagen Jetta 1.4 TSi	31 700	125	20	1 395	1 505	4,4/3,9	4,1	95

Статистика производства гибридов ведущими автомобилестроительными компаниями мира показывает, что ГЭУ применяются преимущественно на автомобилях бизнес- и премиум-класса, а также на кроссоверах и минивэнах. Это связано с усложнением конструкции автомобилей, увеличением их цены и массы. Технические характеристики некоторых гибридов и цены на них на немецком рынке приведены в табл. 2 [10].

К настоящему времени общее число моделей официально продаваемых в России гибридных автомобилей увеличилось до 15. Среди них: Lexus RX 450h, GS 450h, LS 600h L, CT 200h; Mercedes-Benz S400 Hybrid; BMW Active Hybrid 7, ActiveHybrid X6; Toyota Prius; Porsche Cayenne S Hybrid, Panamera S Hybrid; Cadillac Escalade Hybrid, Audi Q5 Hybrid, Audi A6 Hybrid; Volkswagen Touareg Hybrid; Mitsubishi Outlander Hybrid.

Собственного серийного производства гибридных автомобилей в России пока не существует, но крупнейшие отечественные автопроизводители: ВАЗ, УАЗ, ГАЗ, КамАЗ, ЛиАЗ уже имеют собственные разработки и проводят испытания моделей с гибридными силовыми установками, электромобилей и электробусов [11].

Из анализа эксплуатации городского транспорта, из легковых, автобусов и грузовых автомобилей в США [12] наиболее перспективным для внедрения ГЭУ были признаны городские развозные грузовые автомобили — фургоны для доставки продуктов питания и других товаров в городские торговые сети. Они, как и городские автобусы, работают с частыми остановами и короткими пробегами. С другой стороны, это категория машин, достаточно многочисленная для окупаемости их производства. В продаже уже имеется ряд таких моделей. Например, компания Итон выпустила ГЭМТ модели ЕН"6Е606В"СD для пикапов и низкопольных городских развозных автомобилей полным весом до 15 т, обеспечивающую экономию топлива до 50 %.. Кроме того, компания Итон также выпускает и гидравлическую модификацию ГЭМТ для грузовых автомобилей, которая, по данным испытаний, в тяжелых условиях эксплуатации эффективней электрической. В качестве накопителей энергии здесь используются гидропневматические аккумуляторы высокого давления, которые имеют лучшие удельные показатели и динамику циклов зарядки-разрядки. Производители, имея готовые к производству модели, ждут, пока наберется достаточное число заказов для достижения рентабельности при приемлемых для потенциальных покупателей ценах, а последние далеко не всегда имеют ясное представление о ГЭУ и не решаются инвестировать в такую технику, не имея точных данных о сроках ее окупаемости. А она, в свою очередь, сильно зависит от затрат на топливо в эксплуатации: при оптимистических и пессимистических прогнозах поведения цен на топливо срок окупаемости может изменяться в два раза и более. По сообщениям, здесь также важна роль армии как крупного потребителя, заказы которого, финансируемые из бюджета, будут способствовать решению

названных проблем. Опираясь на опыт массового производства и эксплуатации гибридных легковых автомобилей, США вступили в фазу разработки и активного внедрения ГЭУ на средних и тяжелых грузовых автомобилях. Опубликованные данные последних двух-трех лет показывают, что к настоящему времени ведущие производители грузовых автомобилей создали различные гибридные модификации и практически подготовились, а некоторые уже и приступили к их производству. И по оценке специалистов цена автомобиля с ГЭУ остается значительно выше цены аналогичного по характеристикам с ДВС.

Довольно проблематичная задача по сокращению выбросов CO₂ легковыми автомобилями должна быть достигнута по достаточно разумной цене, которую придётся платить за развитие новых технологий, конструкций и материалов, способствующих достижению поставленных целей. Цены на автомобили должны оставаться приемлемыми для новых потенциальных покупателей, а стоимость применённых инноваций и модернизаций в автомобилях — быть по силам автопроизводителям. [13] Учитывая существенную долю, которую занимает автотранспортный сектор в мировом потреблении энергии и ресурсов, современная ситуация требует комплексного подхода к решению связанных с этих проблем. Одним из актуальных и перспективных направлений является значительно большая диверсификация применяемых в транспорте видов топлива.

В настоящее время экспертами в области развития автомобилестроения признано, что в обозримом будущем двигатель внутреннего сгорания останется доминирующим в транспортном секторе, а другие альтернативные варианты будут постепенно развиваться в автомобильной промышленности. Наиболее интересные решения по снижению расхода топлива и эмиссии CO₂ находятся в сфере применения альтернативных видов топлива, увеличения количества автомобилей, работающих на природном газе, биодизеле, биометане, этаноле, водороде, а также на электроэнергии (электромобили). Безусловно, для их развития и повышения удобства их эксплуатации необходимо обеспечение соответствующей инфраструктуры по техобслуживанию, в первую очередь расширение сети станций заправки альтернативным топливом. Можно сказать, что глобальный мировой автопром и его ведущие автомобилестроительные компании стоят на развилке дальнейшего пути развития дорожной мобильности, когда ещё не до конца понятно, какое конкретное направление сумеет существенно вырваться вперёд, опередив при этом все остальные. У всех из них пока имеются серьёзные шансы на успех в будущей конкурентной борьбе.

В современных автомобильных каталогах, где приводятся технические характеристики продаваемых моделей автомобилей, в научно-технической литературе, на сайтах автомобильных компаний, в других источниках информации утверждается, что гибридные автомобили имеют значительные преимущества по эмиссии CO₂ и расходу топлива по

сравнению с традиционными автомобилями. Приводятся данные о 15–40%-м улучшении указанных показателей по сравнению с негибридными аналогами, эти данные постоянно прогрессируют в сторону улучшения. Считается, что это достигается за счёт оптимизации эксплуатационных режимов двигателя, применения ДВС меньшей мощности, рекуперативного торможения, дополнительного увеличения момента и своевременного отключения ДВС во время остановок в транспортном потоке. Однако при более детальном рассмотрении ситуации реальные факты выглядят несколько иначе. [13] Следует отметить, что данные из каталога VCD Auto-Umweltliste 2013/2014 ежегодно обновляемого издания автопроизводители предоставляют официальную информацию о наиболее экономичных и экологических модификациях автомобилей, в том числе по эмиссии CO₂. Согласно аналогичной методике по Правилам ЕЭК ООН № 83 производятся замеры и для токсичности отработавших газов [14], поэтому можно считать, что основные показатели экологического улучшения, сокращения эмиссии парниковых газов и расхода топлива для гибридных автомобилей PHEV во многом объясняются применяемой методикой их оценки. Реальные же (по-настоящему честные) значения, которые могут быть фактически получены для PHEV с применением в испытаниях только условия В, показывают, что никакого преимущества нет; значения на 20–40 % больше, чем расчётные («бумажные») средние значения, а возможная экономия, получаемая рекуперативным торможением и «оптимизацией эксплуатационных режимов двигателя», полностью съедается увеличением массы автомобиля за счёт большой батареи и дополнительных компонентов. Также стоит отметить, что именно для увеличения Dоvс — запаса хода на электротяге подключаемого гибрида — в PHEV применяют более значительную ёмкость (и массу) батареи, так как это позволяет улучшить расчётные показатели экобезопасности, используя чистый режим электромотора по максимуму, поэтому в последнее время на рынке практически исчезли модели гибридов с последовательной схемой компоновки, зато максимальное число PHEV.

Проведённые журналом «За рулём» тесты для Mitsubishi Outlander PHEV [15] показали, что, несмотря на указанный «рекламный» расход 1,9 л/100 км в смешанном цикле, когда достаточно быстро батарея разрядилась и заработал бензиновый мотор, то средний расход в режиме «город/область» составил 8,4 л/100 км. Авторитетный немецкий журнал AutoBild провёл недавно свои тесты более чем 100 различных моделей автомобилей (не в евроцикле NEDC). Результаты шокируют: современные автомобили потребляют намного больше топлива, чем указано в рекламных проспектах производителей [16]. Методика тестирования была следующей: каждый автомобиль преодолевал дистанцию 160 км, которая состояла из городского и загородного участков, а также отрезка, проходившего по автобану.

В задачу теста входило воспроизведение наиболее реальных условий каждодневной эксплуатации. До начала заезда и после его окончания топливный бак автомобилей заполнялся полностью — таким образом определялось количество израсходованного топлива. Все гибриды, протестированные данным образом, показали очень существенное превышение заявленных значений, например, Toyota Prius — на 37 %, Honda Civic Hybrid — на 44 %, Lexus RX — на 48 %, а Opel Ampera — на целых 225 %. К примеру, тест для Opel Ampera, который был выбран автомобилем 2012 года в Европе с указанным официальным расходом 1,6 л/100 км (должен проехать 60 км на электротяге без ДВС), показал, что уже через 40 км аккумуляторы Ampera были истощены и остальную часть пути л/а работал как последовательный гибрид с расходом топлива свыше 6 литров на 100 км.

Проведённые в научно-техническом центре ОАО «АвтоВАЗ» испытания четырёх опытных образцов гибридных автомобилей PHEV с КЭУ, сделанных на базе Lada 2190 Granta, также показали значительное отличие данных, измеренных по условиям А и В [17]. Так, например, если по условию А в фазе 1 для городского цикла (Правила № 101 ЕЭК ООН) было показано значение эмиссии CO₂ 0,7 г/км, а в фазе 2 для загородного цикла — 129,8 г/км, что даёт среднее значение 81,5 г/км, то испытания по условию В показали в фазе 1 значение эмиссии CO₂ 180,5 г/км, а в фазе 2 — 181,7 г/км, что даёт среднее значение 181,3 г/км. Запас хода л/а на электротяге D_{ovc} составил 44 км (расчётное значение расхода электроэнергии — 54,1 Вт·ч/км), а окончательное значение CO₂, рассчитанное по формуле, — 129 г/км. Основополагающую роль в достижении низких расходов топлива гибридного автомобиля играет не выбранная мощность электродвигателя силовой установки, а алгоритм её работы, определяющий режим включения электродвигателя в различных режимах движения автомобиля, и что эффект снижения расхода топлива больший у тех гибридов, которые могут использовать при работе в циклах в течение большего времени электродвигатель.

При сопоставлении автомобилей, работающих на разных видах топлив, целесообразно не только делать оценку энергетической эффективности двигателя (КПД) и привода крутящего момента на колёса автомобиля, но также анализировать полный жизненный цикл, в том числе и для топлив, с учётом проведения полного экобаланса составляющих процессов.

Таким образом можно сделать вывод о том, что для получения наибольшего эффекта по снижению расхода топлива и CO₂ (парникового газа), а также выброса вредных веществ в ГЭУ, необходимо уменьшение литража ДВС, с тем, чтобы соединить режимы работы в условиях города автомобиля с зоной наименьших удельных расходов топлива и как следствие выбросов CO₂ и иметь аккумулятор энергии для преодоления импульсных нагрузок во время эксплуатации в условиях городского цикла.

Рассматривая схемы комбинированных энергоустановок электрических, их преимущества и недостатки необходимо отметить. Наиболее эффективным в настоящее время является электрический гибрид (рис 2).



Рис.2. Электрическая гибридная силовая установка

Большинство современных комбинированных энергетических установок включают в себя двигатель внутреннего сгорания, электродвигатель, генератор (в большинстве автомобилей генератором является электромашина в режиме рекуперации энергии), контроллер. На основе анализа выпускаемых промышленностью электрических гибридных комбинированных силовых установок, принимая параметры преобразования энергии, снимаемой с коленчатого вала ДВС и преобразуемой в электрическую энергию с определенным η коэффициентом полезного действия (КПД). Так КПД электрических машин: тяговых электрических двигателей составляет $\eta=0,86\div 0,92$, генераторов $\eta=0,75\div 0,94$. Применяемые на электрических гибридах аккумуляторы имеют высокий КПД $\eta=0,85\div 0,90$. Суммарный КПД системы электрического гибрида получается примерно $\eta=0,55\div 0,78$.

Изучение первоисточников предлагает к рассмотрению три наиболее распространенные схемы ГЭУ: последовательная, параллельная, последовательно-параллельная (сплит). Однако, в результате проведенных исследований, были выявлены существенные различия между последовательно-параллельной схемой и сплит-системой (в настоящий момент сплит-системы применяются только на автомобилях Toyota Prius), поэтому рассматривается деление согласно структурной схеме на четыре типа: последовательная, параллельная, последовательно-параллельная, сплит-система.

При последовательной схеме (Рис. 1.2) гибридной энергетической установки, двигатель внутреннего сгорания необходим только для вращения ротора генератора. Привод от

двигателя внутреннего сгорания отсутствует, тяга осуществляется только за счет электродвигателей. Электроэнергия от генератора идет на подзарядку элементов питания (аккумуляторов и конденсаторов), далее забирается электродвигателями.

Основные преимущества последовательной схемы КЭУ:

- возможность работы двигателя внутреннего сгорания в режиме минимального удельного расхода топлива, что позволяет оптимизировать экологические параметры автомобиля;
- отсутствие сложных узлов в трансмиссии автомобиля, исключение из конструкции коробки передач;
- снижение расхода топлива в среднем на 18-20%
- применение двигателя внутреннего сгорания мощностью на 25-35% ниже при сохранении момента на ведущих колесах;
- сохранение преимуществ электромобиля в части тягово-динамических характеристик;
- отсутствие необходимости в сложном программном обеспечении для контроля процессов, происходящих в комбинированной энергетической установке;
- увеличение комфортности, снижение уровня шума и вибрации;
- удобство технического обслуживания, в частности, быстрая замена двигателя ввиду отсутствия связи с трансмиссией;

Недостатки последовательной схемы КЭУ:

- малый коэффициент полезного действия в виду двукратного преобразования энергии;
- необходимость наличия как минимум двух электромашин (генератор и электродвигатель привода колес).



Рис. 3. Последовательная схема ГЭУ.

Наибольшее распространение в серийно выпускаемых автомобилях данная схема получила в конструкции карьерных самосвалов. Основной причиной использования данной схемы в указанном классе автомобилей является невозможность передачи сцеплением и другими элементами трансмиссии огромного крутящего момента, необходимого для движения карьерного самосвала.

Параллельная схема ГЭУ подразумевает связь двигателя внутреннего сгорания через трансмиссию с ведущими колесами транспортного средства. Электродвигатель так же связан с ведущими колесами питание электродвигателей от накопителей энергии без возможности дополнительной подзарядки во время движения.

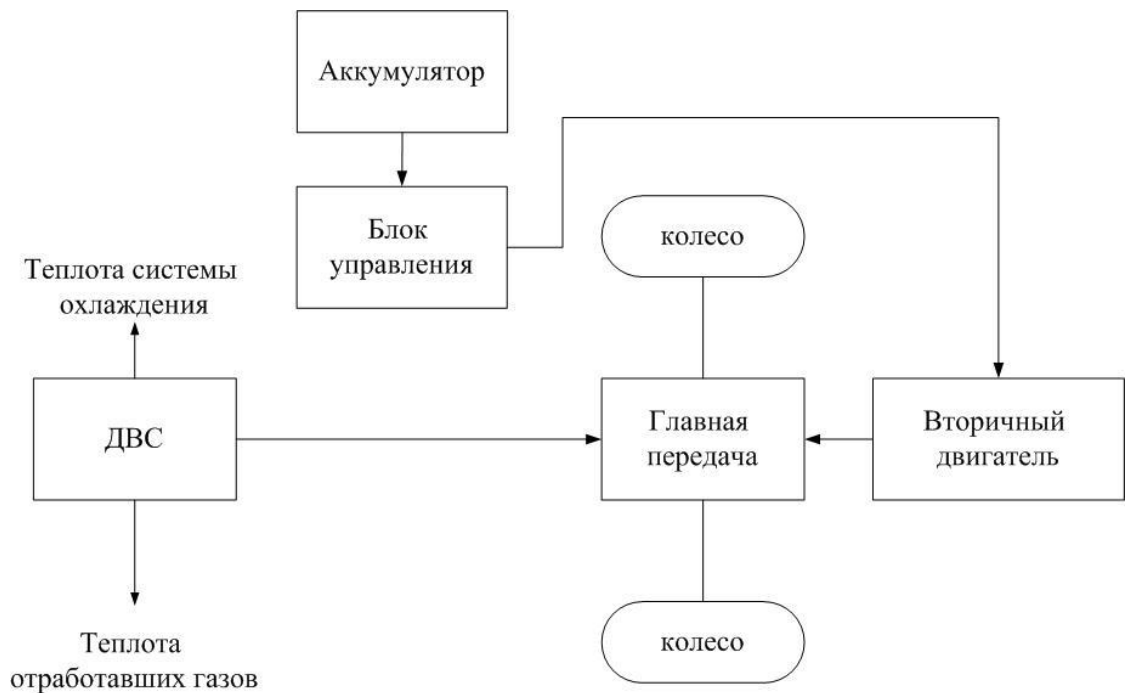


Рис. 4. Параллельная схема ГЭУ.

Основные преимущества параллельной схемы:

- относительно высокий коэффициент полезного действия передачи энергии от двигателей к ведущим колесами по сравнению с установкой последовательного типа;
- отсутствие необходимости применения двух электромашин в сравнении с последовательной схемой;
- возможность применения двигателя внутреннего сгорания меньшей мощности вследствие использования ресурсов электромоторов;
- в зависимости от требований относительно тягово-динамический характеристик автомобиля возможно использование электромашин меньшей мощности;

- возможность улучшения тягово-динамических, топливно-экономических и экологических характеристик в сравнении с автомобилем с ДВС;

- средний показатель снижения выбросов – 30% при идеальных результатах в 50%;

Недостатки параллельной схемы:

- усложнение конструкции трансмиссии транспортного средства;

- отсутствие возможности подзарядки аккумуляторов в процессе движения автомобиля;

- изменение (увеличение) удельного расхода топлива по сравнению с последовательной схемой.

Как правило, при данной структурной схеме электродвигатель устанавливается либо в приводе моста, не связанного с двигателем внутреннего сгорания, либо в трансмиссии автомобиля. Согласно проведенным исследованиям по состоянию на 2017 год серийный выпуск автомобилей такой структурной схемы не производится в виду схожих конструктивных особенностей с последовательно-параллельной схемой, преимуществом которой является возможность подзарядки аккумуляторов в процессе движения автомобиля.

Последовательно-параллельная схема гибридной силовой установки характеризуется наличием генератора, способного подзаряжать аккумуляторы во время движения автомобиля. Двигатель внутреннего сгорания и электродвигатели связаны с ведущими колесами автомобиля.

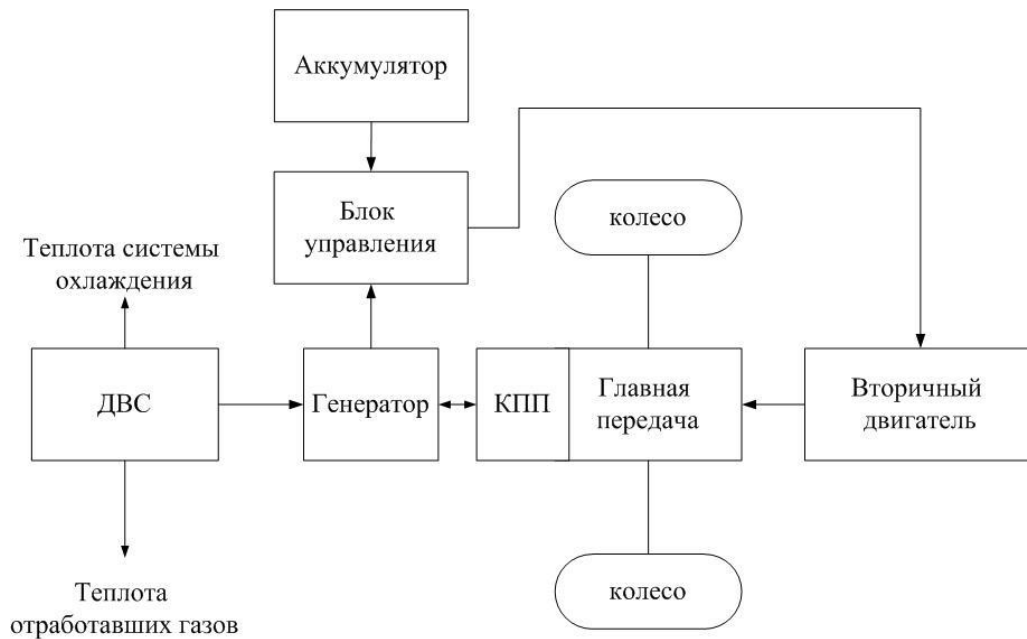


Рис. 5. Последовательно-параллельная схема ГЭУ.

В большинстве конструктивных решений функцию генератора и электродвигателя выполняет одна и та же обратимая электромашина. Подзарядка аккумуляторов осуществляется при переводе электромашин в режим генератора.

По большинству характеристик параллельная и последовательно-параллельная схемы идентичны, сохранены все преимущества и недостатки, за исключением возможности подзарядки источников питания (аккумуляторы, конденсаторы) во время движения автомобиля. Данная схема является наиболее распространенной среди автопроизводителей в виду оптимальной характеристики энергосбережения и наличие большого количество успешно реализованных конструктивных решений.

Конструктивной особенностью сплит-системы комбинированной энергетической установки является связь двигателя внутреннего сгорания, электродвигателя, выходного вала передачи, связанного с валами привода ведущих колес, через планетарную передачу. Регулирование скорости выходного вала осуществляется путем изменения частоты вращения электродвигателя. Наиболее активное распространение данная система получила на серии автомобилей Toyota Prius.

Преимущества сплит-системы:

- высокий КПД передачи энергии от двигателя внутреннего сгорания к ведущим колесам;
- возможность работы двигателя внутреннего сгорания в режиме минимального удельного расхода топлива;
- бесступенчатое регулирование скорости;
- средний показатель снижения выбросов – 25% , максимальный показатель – 50%;

Недостатки сплит-системы:

- усложнение конструкции автомобиля из-за необходимости интеграции планетарных передач;
- усложнение системы управления комбинированной энергетической установкой;
- невозможность максимального использования ресурсов электродвигателя;
- необходимость привлечения значительной доли инвестиций, что является неоправданным при условии снижении прибыли компаний (стоимость пробега автомобиля с двигателем внутреннего сгорания, учитывая только показатели энергетических затрат при расходе 8 л / 100 км, составляет 2.4 руб / км, электромобиля при энергетических затратах 0,135 кВт.ч / км - 0,2... 0,5 руб.). В условиях рыночной модели экономического развития данный способ ценообразования не является эффективным, таким образом расширение сети обще-

ственных станций обслуживания электромобилей при условии 30% финансирования из городского бюджета и 70% инвестиций государственных и частных компаний, с учетом 50-летней окупаемости, приведет к увеличению цены энергетических затрат до 5.3 руб / км.

Среднее время зарядки электромобиля, оснащенного li-Po аккумуляторами при температуре 20 С до уровня 80% составляет 60 минут, полная зарядка занимает, согласно среднестатистическим значениям, 7 часов. Время заправки автомобиля нефтяным топливом составляет 5 минут.

Проблему загрузки станций быстрой зарядки можно решить тремя способами, а именно:

- а) увеличение количества станций быстрой зарядки;
- б) разработка новых типов накопителей энергии, сравнимых по характеристикам с аккумуляторными батареями, но имеющих значительно меньшее время зарядки (пример – суперконденсаторы);
- в) разработка сменных универсальных аккумуляторов, таким образом, время зарядки на специализированной станции будет эквивалентно времени смены аккумулятора.

Все три пути решения проблемы требуют больших капиталовложений, радикального изменения городской инфраструктуры, радикального изменения конструкции автомобиля в целом.

В мировой практике станции быстрой зарядки устанавливаются на шоссе, вдоль магистралей и на традиционных заправочных станциях. В Японии количество станций быстрой зарядки составляет 848, в Европе 191, в Москве – 28, в других регионах России – 32.

Механические гибриды на основе накопления энергии в маховике – гибридная силовая установка, базирующаяся на маховике и бесступенчатой, опять же механической, трансмиссии. Идея использования маховика в качестве накопителя энергии далеко не нова – более полувека назад швейцарская компания «Эрликон» серийно выпускала автобус с маховичным накопителем (гиробус). Строго говоря, упомянутый гиробус нельзя назвать гибридом, тем более механическим. По технической сущности это электромобиль, требующий периодической подзарядки от сети, только запасаящий энергию не в химическом (аккумуляторы) или электрическом (суперконденсаторы), а в механическом виде.

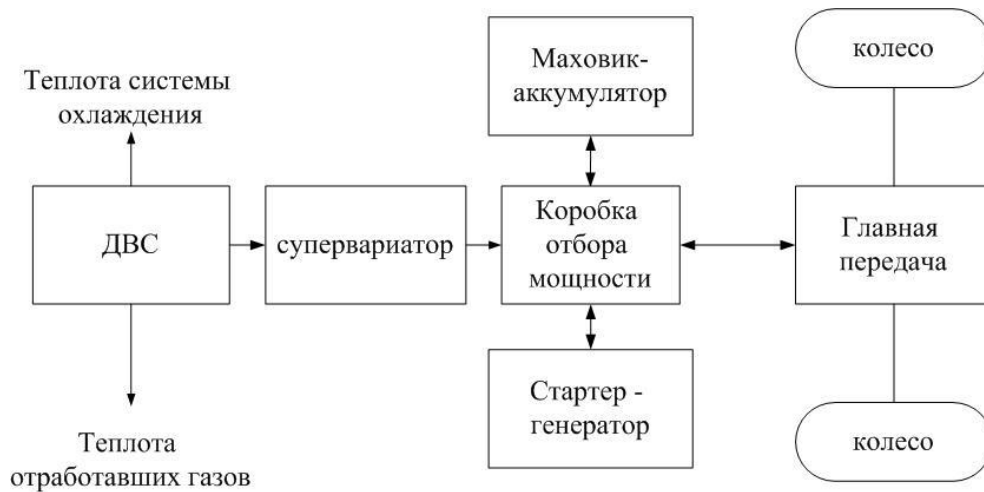


Рис. 6. Гибрид с маховичным накопителем

Потенциал связи «ДВС - маховик - бесступенчатая механическая трансмиссия» был экспериментально проверен профессором Гулиа Н.В. еще в 1966...73 годах на автомобиле УАЗ-450 и автобусе ЛАЗ-695 [18]. Даже кустарно выполненные гибридные силовые агрегаты на базе дискретного ленточного вариатора позволили добиться снижения расхода топлива на 45%, а также снижения вредных выбросов в атмосферу в среднем в 3 раза.

Чтобы передать энергию маховику при рекуперативном торможении автомобиля и отобрать ее обратно при разгоне, требуется трансмиссия с очень высоким КПД – ведь поток энергии проходит через нее дважды. КПД передачи энергии в электромеханических гибридных силовых установках не превышает 0,75 даже в самых благоприятных режимах. Это означает, что КПД передачи энергии в накопитель и обратно составит не более 0,56. С ростом мощности потери в электрических звеньях гибрида резко возрастают. Это приводит к тому, что в самых востребованных режимах динамичного замедления с высоких скоростей эффективность гибрида становится совсем низкой. Опыт эксплуатации того же Toyota Prius подтверждает тезис – наибольшая экономия топлива достигается при плавных ускорениях и замедлениях. Потери энергии в механической трансмиссии гораздо меньше зависят от нагрузки, причем КПД наоборот, растет с увеличением нагрузки.

Пожалуй, единственной зарубежной компанией, продвигающую верную концепцию, является английская компания Flybrid. Компания готовила прототип системы рекуперации кинетической энергии (KERS) на базе маховичного накопителя и механической трансмиссии для использования в гоночных автомобилях «Формулы-1», однако в действии система так и не была продемонстрирована. Возможно, подвел вариатор торового типа, на базе которого трансмиссия была построена. Так или иначе, Flybrid вернулась к паллиативному варианту – маховичному накопителю с электрической передачей, который унаследовал существенную долю недостатков электрических гибридных силовых установок.

Широкодиапазонная бесступенчатая трансмиссия является ключевым звеном механического гибрида. Для эффективного использования преимуществ маховичного накопителя необходима механическая передача с диапазоном варьирования передаточного отношения не менее 20. Механические фрикционные вариаторы обеспечивают эффективный диапазон варьирования не более 6, поэтому для получения большого диапазона регулирования вариаторы объединяют с зубчатыми передачами в сложные схемы с разделением потока мощности. Партнер Flybrid, компания Torotrak, разработала двухдиапазонную схему трансмиссии на базе торового вариатора. Торовый вариатор, как и многие другие конструкции вариаторов, обладают весомым недостатком – невозможностью передачи больших мощностей. В противном случае фрикционные вариаторы уже заняли бы нишу трансмиссий не только легкового, но и коммерческого транспорта. А двух диапазонов трансмиссии Flybrid для достижения требуемых показателей недостаточно. Трех- и четырехдиапазонные схемы трансмиссии компаний General Motors и Daimler, известные по патентным материалам, крайне сложны для практической реализации.

Дисковые планетарные вариаторы, разработанные профессором Н.В. Гулиа, как нельзя лучше подходят для создания гибридного транспортного средства с маховичным накопителем. Они имеют высокий КПД и модульную конструкцию, позволяющую достигать до 1000 кВт передаваемой одним агрегатом мощности. Конструкция вариаторов уже опробована в промышленном электроприводе: российская компания «Комбарко» подготавливает к серийному производству модели малой мощности. [19]

Гибридная конфигурация трансмиссии, которая в настоящее время подвержена обширным исследованиями и автопроизводителями является гидравлический гибридный автомобиль (ННV). Гидравлические гибриды характеризуются высокой плотностью мощности и высокой эффективностью хранения, превышающей 95%, что делает их пригодными для рекуперативного торможения.

Значительным преимуществом ННV является то, что производительность гидравлического аккумулятора, в отличие от электрохимических батареи, не ухудшается от частого заряда/разряда, и он способен для принятия высоких скоростей потока энергии. Однако гидравлические аккумуляторы страдают от относительно низкой плотности энергии по сравнению с электрохимическими батареями гибридного электромобиля.

Гидравлические гибриды в основном состоят из гидравлического насос-двигателя, гидравлического аккумулятора и гидравлического привода, и резервуара низкого давления. Гидравлический насос-двигатель обычно имеет осевой поршень. Наиболее распространенным типом гидравлического аккумулятора является гидропневматический аккумулятор,

который содержит сжатый воздух. Целью резервуара низкого давления является сбор рабочей жидкости, которая протекает через гидравлический двигатель и при необходимости возвратите его гидравлический насос.

Принцип действия гибридного транспортного средства аналогичен электрической ГЭУ.

Одним из преимуществ этой конфигурации является то, что передача мощности на колеса останется неизменной. Другое преимущество состоит в том, что компоненты, связанные с гидравлическим гибридом силовая передача может быть реализована в базовом транспортном средстве без значительных модификаций. Однако, поскольку гидросистема напрямую подключена к колесам, скорость двигателя определяется скоростью транспортного средства и, таким образом, нельзя избегать работы гидросистемы в режимах с низкой эффективностью.

Как отмечалось ранее, основными недостатками электрических гибридов являются то, что они требуют дополнительной электрической силовой установки и больших тяжелых батарей. Все это требует от производителей больших денег, что компенсируется более высокой ценой конечного продукта. Один из способов сохранить стоимость, является введение пневматического гибридного транспортного средства (pneumatic hybrid vehicle (PHV)). В отличие от другого гибридного конфигурации, пневматический гибрид является относительно простым решением используя только ДВС в качестве источника энергии. Вместо дорогостоящих батарей с ограниченным жизненным циклом, пневматический гибрид использует относительно дешевый пневматический резервуар для хранения энергии. Для запуска двигателя используется сжатый воздух подводом его в цилиндры ДВС.

Пневматическая гибридная работа дополнительно вводит новые режимы работы к обычной работе ДВС. Во время торможения транспортного средства двигатель используется в качестве компрессора, который преобразует кинетическую энергию транспортного средства в потенциальную энергию в виде сжатого воздуха, который хранится в резервуаре под давлением. Этот вид работы называется компрессором режим. После простоя двигатель используется как воздушный двигатель, который использует сжатый воздух из ресивера, чтобы ускорить транспортное средство. Этот тип работы двигателя известен как режим воздушного двигателя. Третьим возможным режимом работы является вспомогательный режим воздушной энергии, во время которого хранящийся сжатый воздух используется для наддува, когда возникает потребность в более высоком крутящем моменте, например, во время период турбонаддува. В периоды, когда от двигателя, например, на холостом ходу, и когда педаль газа отпущена, ДВС может быть полностью отключен. Это означает, что в такие периоды не будет расхода топлива и, следовательно, выбросов отработавших газов.

Анализируя потенциал экономических показателей пневматической гибридной комбинированной установки. В 1999 году Шехтер продемонстрировал снижение расхода топлива на 50% для автомобиля массой 1300 кг, оснащенного 2-литровым бензиновым двигателем. Хотя экспериментальная модель носила чрезвычайно фундаментальный характер, результатами служили индикаторные показатели ДВС с пневматической гибридизацией нескольких цилиндров. В 2003 году Шехтер представил более продвинутую модель пневматического гибридного автомобиля с показателями снижения расхода топлива примерно на 39% для аналогичного транспортного средства. Андерссон представили пневматический гибридный городской автобус с использованием двух пневматических баллонов. Функция второго баллона в качестве поставщика воздуха низкого давления. Поддерживая уровень давления выше атмосферного давления, возможно, достичь более высокого крутящего момента в режиме компрессора. Экономичность потребления для пневматического гибридного городского автомобиля находилось в диапазоне 23%. В 2008 году та же самая исследовательская группа добавив эффективность рекуперации достигла 48% экономичности.

При рассмотрении преобразования энергии в пневматических гибридных силовых установках можно отметить следующее. КПД современных компрессоров составляет $\eta=0,55\div 0,90$. Пневматические моторы имеют КПД $\eta=0,25\div 0,35$. Пневматические ресиверы (аккумуляторы сжатого воздуха) обеспечивают достаточно высокий КПД $\eta=0,85\div 0,95$. Суммарный КПД $\eta=0,15\div 0,30$, это примерно в три раза ниже параметров электрического гибрида, что и является причиной низкого интереса к этому способу гибридизации.

Современные бензиновые двигатели при условии работы на установившихся режимах имеют КПД $\eta_6=0,30\div 0,35$, а дизели $\eta_d=0,35\div 0,45$. Одна из причин низкого КПД поршневых ДВС – значительные потери теплоты с отработавшими газами $Q_{ог}$, образовавшейся в цилиндрах двигателей в результате термохимических реакций окисления топлива. Другая причина объясняется отводом теплоты системой охлаждения, для увеличения ресурса деталей двигателя $Q_{со}$. Доля этих потерь $Q_{тп}=Q_{ог}+Q_{со}$ достигает 50 % от всей полученной от сгорания топлива теплоты. На электрических гибридах теплота ДВС выбрасывается в атмосферу с системой охлаждения и с ОГ по причине сложного преобразования тепловой в электрическую энергию. Если использовать бросовую тепловую энергию ДВС, подводя теплоту к сжатому воздуху в пневматическом двигателе, то повысим эффективные показатели пневматической ГЭУ. По причине нестабильного теплового потока ОГ и системы охлаждения с момента пуска до останова ДВС стабилизируем его в наиболее эффективном виде накопителей энергии тепловом аккумуляторе (рис 7).

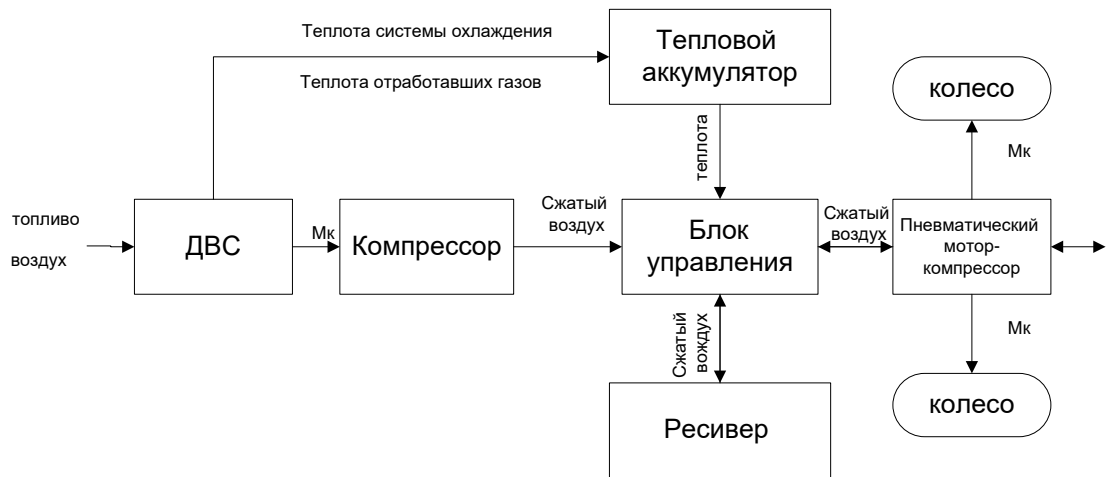


Рис. 7. Пневматическая гибридная силовая установка с тепловым аккумулятором

ГЭУ различных видов постепенно развиваются. На современном этапе разрабатываются различные комбинации совмещения энергетических источников. Электропневмогибридный автомобиль PNEV (Pneumatic Hybrid Electric Vehicle) запатентован в США (патент № US 7,028,482 B2) и в ЕС (патент № EP1390223) южнокорейской компанией Energin Corporation. Гибридным силовым агрегатом оснастили автомобили на базе Daewoo Matiz (три таких электропневмогибрида поступили для апробации в службу такси Сеула). Энергия сжатого до 300 атм воздуха используется только в начале движения (причем за этот промежуток времени подзаряжается батарея), то есть в моменты, когда требуется максимальная отдача в короткий промежуток времени. После того как автомобиль достигает скорости 25 км/ч, бортовой компьютер автоматически переводит пневмогибрид на электрический привод, который получает энергию от аккумуляторной батареи в 48 В. Таким образом, каждый из двигателей в системе PNEV работает максимально эффективно, нейтрализуя недостатки другого. При торможении происходит двойная рекуперация энергии: электромотор в режиме генератора аккумулирует электричество в батареях, а соединенный с ним пневмокомпрессор пополняет баллон воздухом.

Из последних пневмогибридных автомобилей следует отметить разработку концерна PSA Peugeot-Citroen – гибридный пневмобензиновый автомобиль. Технология, как и в случае гибрида от MDI, позволяет экономить топливо и значительно снижать уровень выбросов CO₂. Появившиеся разработки концерна PSA Peugeot-Citroen при поддержке правительства Франции и стратегических партнеров Bosch и Faurecia поданы в заявках на 80 патентов тех инноваций, что были применены в концепте Hybrid Air, презентованном в 2013 году. В смешанном цикле в гибридном режиме «бензин-воздух» концепт с гибридным силовым агрегатом похвастал эмиссией CO₂ в 69 г/км (в самом экологичном двигателе внутреннего сгорания лучший показатель эмиссии CO₂ – 104 г/км) и расходом топлива в

2,9 л/100 км. В городском цикле автомобиль может ездить от 60 до 80 % времени в режиме «воздух». Новый концепт Citroen C4 Cactus AirFlow 2L, показанный через год, в 2014 году, получил еще ряд дополнительных решений, позволяющих снизить расход топлива в смешанном цикле в гибридном режиме «бензин-воздух» в 1,5 раза, он составил около 2 л/100 км. Базовый двигатель внутреннего сгорания (PureTech), примененный в концепте, в силовом агрегате уже выпускается серийно. С 2016 года концерн PSA Peugeot-Citroen начнет выпускать ряд моделей (Citroen C4 Cactus, Peugeot 208 и др.), оснащенных гибридными силовыми агрегатами с технологиями Hybrid Air и AirFlow 2L.

Есть современные разработки применения энергии сжатого воздуха в секторе грузового и пассажирского транспорта.

В опубликованной в 2010 году докторской диссертации С. Трайковича (Sasa Trajkovic) из Лундского университета (Швеция) разработан гибридный топливно-пневматический двигатель (на базе дизельного двигателя Scania D12). В результате исследований С. Трайковича удалось установить, что оснащенный гибридным «пневмо-дизельным» двигателем городской автобус сможет экономить до 58 % дизельного топлива, подпитывая рекуперативным торможением пневмобаллоны.

Двигателестроительная компания Scuderi Power (Scuderi Group Inc., США) запатентовала в 2006 году «Воздушный гибридный двигатель с расщепленным циклом» (RU 2424436 C2). Двигатель (Scuderi Split-Cycle Engine) способен работать в режиме двигателя внутреннего сгорания, воздушного компрессора, выработки мощности предварительно сжатого воздуха, а также в режиме накопления сжатого воздуха. В отработанных газах таких двигателей на 80 % меньше NOx. Такой двигатель предлагается использовать в различных исполнениях: автономный электрогенератор, автономный насос, судовой двигатель, автомобильный двигатель. [20]

Все ранее рассмотренные ГЭУ предполагают в своей системе наличие накопителя энергии (аккумулятора).

При сравнении различных технологий накопления энергии с точки зрения их применимости в ГЭУ используют различные характеристики накопителей, определяемые их физическими свойствами. К таким характеристикам относятся:

Мощность - определяется величиной мощности, которую может поставить в ГЭУ накопитель;

Энергоемкость - энергия, которую накопитель может запасти и поставить в ГЭУ;

Время отклика - время перехода накопителя из нерабочего состояния (холостого хода, режима зарядки) в состояние поставки энергии с заявленными параметрами;

Время разряда – время, в течение которого мощность и энергия поставляются в ГЭУ

без подзарядки;

Плотность мощности и энергии определяются величинами мощности и энергии, приходящимися на единицу веса накопителя;

Суммарная эффективность накопителя определяется процентным соотношением энергии, полученной при разрядке к энергии, затраченной на накопление энергии.

Классифицируем по типу энергии, используемой в накопителе, и по способу ее накопления и отдачи. Накопители энергии подразделяются на следующие основные виды: механические; тепловые; электрические; химические.

Механические накопители, использующие энергию сжатых газов. При наличии избытка энергии газ при помощи компрессора закачивается под давлением в баллон. По мере необходимости сжатый газ используется для вращения турбины или электрогенератора. При небольших мощностях вместо турбины целесообразно использовать поршневой мотор. Газ в емкости под давлением в сотни атмосфер обладает высокой удельной плотностью энергии в течение нескольких лет, а при наличии качественной арматуры - и десятки лет.

Накопление тепловой энергии. В большинстве случаев не удается достичь высокой плотности запасаемой тепловой энергии и сколько-нибудь значительных сроков ее сохранения. Существующие эффективные устройства в силу ряда своих особенностей и высокой цены не подходят для широкого применения.

Накопление за счет теплоемкости. В его основе лежит принцип накопления тепловой энергии при нагревании вещества и отдачи тепла при его охлаждении. Конструкция таких накопителей чрезвычайно проста. Им может быть кусок любого твердого вещества либо закрытая емкость с жидким теплоносителем. Накопители тепловой энергии имеют очень большой срок службы, практически неограниченное количество циклов накопления и отдачи энергии. Но время хранения не превышает нескольких суток.

Аккумуляирование электрической энергии. Электрическая энергия - это самая удобная ее форма в современном мире. Именно поэтому электрические накопители получили широкое распространение и наибольшее развитие. К сожалению, удельная емкость дешевых аппаратов невелика, а приборы с большой удельной емкостью слишком дороги и недолговечны. Накопители электрической энергии - это конденсаторы, ионисторы, аккумуляторы.

Конденсаторы — это самый массовый вид накопителей энергии. Конденсаторы способны работать при температуре от -50 до +150 градусов. Количество циклов накопления-отдачи энергии – десятки миллиардов в секунду. Соединяя несколько конденсаторов параллельно, можно легко получить емкость необходимой величины.

Как накопители энергии конденсаторы - не очень удачные приборы. Они имеют малую емкость и незначительную удельную плотность запасаемой энергии, а время ее хранения исчисляется секундами, минутами, редко часами.

Силовые аккумуляторы электрохимические аккумуляторы используются, если требуется запастись достаточно много энергии. Лучше всего для этой цели подходят свинцово-кислотные приборы. Примечательно, что устройство аккумулятора, созданного разными производителями, для разных целей отличается лишь в незначительных деталях.

Электрохимические аккумуляторы подразделяются на тяговые и стартовые. Тяговые используются в электротранспорте. Для таких аккумуляторов характерны длительный равномерный разряд и большая его глубина. Стартовые аккумуляторы могут выдать большой ток в короткий промежуток времени, но глубокий разряд для них недопустим.

Электрохимические аккумуляторы имеют ограниченное количество циклов заряда-разряда, в среднем от 250 до 2000. Даже при отсутствии эксплуатации через несколько лет они выходят из строя. Электрохимические аккумуляторы чувствительны к температуре, требуют длительного времени заряда и строгого соблюдения правил эксплуатации.

Прибор необходимо периодически подзаряжать. Заряд аккумулятора, установленного на транспортное средство, производится в движении от генератора. В зимнее время этого недостаточно, холодная батарея плохо принимает заряд, а потребление электроэнергии на запуск двигателя возрастает. Одним из существенных недостатков свинцово-кислотных приборов является их большой вес.

Литий-ионные аккумуляторы большой мощности применяют в электромобилях и гибридных машинах. Они имеют небольшой вес, большую удельную емкость и высокую надежность. В то же время литий-ионные аккумуляторы очень пожароопасные. Возгорание может произойти от короткого замыкания, механической деформации или разрушения корпуса, нарушений режимов заряда или разряда аккумулятора.

Накопители химической энергии. Для них требуются специальные технологии и нередко громоздкое высокотехнологичное оборудование. Используемые процессы позволяют получать энергию в разных видах. Термохимические реакции могут проходить как при низкой, так и при высокой температуре. Компоненты для высокотемпературных реакций вводят только тогда, когда необходимо получить энергию. До этого их хранят отдельно, в разных местах. Компоненты для низкотемпературных реакций обычно находятся в одной емкости. [21]

Сравнительная оценка параметров накопителей энергии предоставлены в таблице 3. Цифры позволяют, дать первоначальную оценку потенциальной энергоемкости различных

видов накопителей энергии. Наиболее эффективным видом накопителя энергии ДВС является тепловой аккумулятор.

Таблица 3

Параметры рассмотренных типов накопителей энергии

Тип накопителя энергии	Расчетные рабочие характеристики	Величина запасенной энергии, кДж	Удельная энергия (на единицу массы устройства), кДж/кг	Предельная нагрузка при работе накопителя в течении часа, Вт	Ожидаемый срок службы, в годах
Конденсаторного типа	емкость батареи 1 Ф, напряжение 220 В, масса 120 кг	24,2	0,2	7	в пределах 20
Копрового типа	масса бабы копра 2000 кг, максимальный подъем 4 м	80	0.04	22	не менее 20
Гравитационный гидравлического типа	масса жидкости 8000 кг, разница в высотах 10 м	800	0.08	225	не менее 20
Маховик	цилиндрический маховик из стали массой 200 кг, радиус 0,2 м, толщина 0,2 м	2000	10	560	не менее 20
Аккумулятор свинцово-кислотный	емкость батареи 190 А · час, напряжение на выходе 12 В, масса батареи 60 кг	3900	60	1080	минимум 3 максимум 5
Пневматического типа	резервуар из стали емкостью 1 м ³ , масса резервуара 2,5ц давление сжатого воздуха 40 атмосфер	16000	64	4500	не менее 20
Тепловой	Объем воды 1000 л., нагретой до 80 °С,	21000	20	58330	не менее 20

Подводя итог анализа можно сделать вывод:

1. Установлено, что наиболее перспективной силовой установкой для автомобильного транспорта эксплуатируемого в мегаполисах является гибридная энергетическая установка возможностью аккумулирования тепловой энергии и энергии сжатого воздуха.

2. Показано, что одним из основных путей повышения экономических и экологических показателей ГЭУ в большей степени зависит от эффективности процессов энергопреобразования в тепловом (первичном) двигателе (как правило, ДВС), а термодинамические показатели современных ДВС близки к теоретически возможному предельному уровню и этот предельный уровень обеспечивает превращение в полезную работу не более 45–46 % термохимической энергии топлива.

3. На основании обзора установлено, что повышение КПД передачи и преобразования механической энергии (трансмиссии и аккумулятора) ГЭУ экономически не целесообразно.

Глава 2 РАЦИОНАЛЬНАЯ КОНЦЕПЦИЯ ГИБРИДНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

2.1 Требования, предъявляемые к гибридным энергетическим установкам

Основным источником выбросов вредных веществ в механическом транспортном средстве является двигатель внутреннего сгорания. Снизить уровень выбросов можно путем применения систем нейтрализации, а также систем и устройств, позволяющих оптимизировать работу двигателя в наиболее опасных для экологии режимах движения. Применение на так называемых гибридных автомобилях вторичного двигателя совместно с первичным двигателем внутреннего сгорания и иными, ставшими традиционными для автомобилестроения системами снижения уровня выбросов вредных веществ позволяет обеспечить выполнение данной цели.

Выполняя в гибридном автомобиле функции основного силового агрегата, двигатель внутреннего сгорания является также первичным источником энергии, необходимой для работы вторичного двигателя. Обеспечение достаточного и регулярно возобновляемого запаса такой энергии в гибридных системах осуществляется путем аккумуляции энергии, вырабатываемой первичным двигателем на определенных режимах работы, а также энергии, полученной за счет преобразования кинетической энергии транспортного средства при его торможении. Таким образом, в "гибридных" авто применяется механизм рационального перераспределения и использования энергии жидкого топлива. Говорить о суммировании мощностей основного первичного и вторичного двигателей, образующих в комплексе гибридную силовую установку, некорректно.

Исходя из сертификатов соответствия по Директивам ЕС, европейских одобрений типа (WVTA), а также "сообщений об официальном утверждении типа транспортного средства" по Правилам ЕЭК ООН, выданных европейскими аккредитованными органами и предоставляемых компаниями-изготовителями при проведении работ по оценке соответствия гибридных транспортных средств требованиям безопасности, первичный двигатель внутреннего сгорания является отдельным агрегатом транспортного средства, имеющим свои конструктивные особенности (рабочий объем двигателя, количество и расположение цилиндров, тип применяемого топлива, максимальную мощность, максимальный крутящий момент и т.п.), а вторичный двигатель, являясь преобразователем энергии, ранее выработанной первичным двигателем внутреннего сгорания, вместе с устройствами, преобразующими эту энергию, относятся к трансмиссии.

Гибридная энергетическая установка состоит как минимум из двух силовых агрегатов, это первичного двигателя (двигателя внутреннего сгорания) и вторичного двигателя

(электрического, гидравлического или пневматического), поэтому при проектировании необходимо определиться с выбором их параметров. Исходя из информации, имеющейся в технической литературе [22], можно сделать вывод, об отсутствии единого подхода к применяемым в этой области конструкторским решениям, а также достаточно противоречивы результаты экономических показателей, разработанных образцов гибридных автомобилей. Для проектирования отсутствуют критерии, по которым можно выбрать параметры и тип силовой установки. Информация носит в основном рекламный характер, и не содержит научно обоснованных экспериментальных сведений и теоретических выкладок, что ограничивает разработку и проектирование ГЭУ. По этой причине необходимо по данным, имеющимся в технических литературных источниках, проанализировать параметры энергоустановок различных гибридных автомобилей, чтобы определить критерии, позволяющие сделать выбор оптимальной мощности их силовых агрегатов.

Основной задачей при разработке силовых установок является улучшение их топливной экономичности и снижение количества выбросов вредных веществ. Концентрация в больших городах автотранспорта, требует особое внимание уделять снижению выбросов парниковых газов, таких как CO_2 [23].

Ограничение выбросов CO_2 в отработавших газах в странах ЕС осуществляется Директивой 93/116 ЕС и Правилами № 443 ООН*, а расчёт выбросов проводится по методике Правил № 101 ООН [24]. Если в 2012 г. автопроизводителям предлагалось снизить долю выбросов CO_2 до 130–120 г/км, то в 2020 г. – уже до 95 г/ км, а к 2050 г. Программой ООН (Global Fuel Economy Initiative) предусмотрено снижение расхода топлива и, соответственно, выбросов CO_2 автомобилями на 50% по сравнению с нынешним уровнем [25]. Анализ развития автотранспорта показывает наиболее перспективное направление в решении энергетической и экологической проблем, это применение комбинированных и гибридных энергетических установок, которые позволяют обеспечить требуемое улучшение энергетических и экологических показателей, в том числе снижение выбросов CO_2 [26,27]. Как показывают опубликованные в технической литературе испытательные тесты, гибридная энергоустановка очень эффективна в режиме городского движения, где автомобиль большую часть времени работает на вторичном двигателе [28]. Испытательная процедура Правил ООН № 83-06 кроме городского цикла содержит более нагруженный магистральный цикл, где первичный двигатель работает в широком нагрузочном и скоростном диапазоне (испытательный американский федеральный цикл EPA и европейский EU). Магистральный цикл также содержит режимы малых и средних нагрузок, где можно использовать вторичный двигатель.

2.2. Пути повышения экономических и экологических показателей ГЭУ

При проектировании гибридных автомобилей большое внимание уделяют их динамическим и скоростным качествам. Суммарная мощность гибридной силовой установки, состоящей из первичного двигателя внутреннего сгорания и вторичного двигателя, может превышать мощность ДВС автомобиля-аналога. Поэтому можно получить эффект улучшения динамических качеств гибридного автомобиля за счёт использования тяговой характеристики вторичного двигателя, имеющего максимальный крутящий момент на низких частотах вращения приводного вала. За счёт уменьшения мощности первичного двигателя в общем балансе энергоустановки можно дополнительно получить улучшение экономичности автомобиля. При проектировании и выборе мощности энергоустановки для типичного городского гибридного автомобиля может быть поставлено несколько задач, направленных на улучшение его топливно-энергетических характеристик [29]:

– первая: обеспечение движения автомобиля на вторичном двигателе в городском цикле в режимах постоянных скоростей и малых нагрузок в городских условиях, где двигатель большую часть времени работает при малых нагрузках;

– вторая: движение в режимах разгона совместно на первичном и вторичном двигателе. Доля данных режимов даёт наибольшее увеличение расхода топлива и снижение экологических показателей в испытательном цикле Правил ООН № 83-06 и требует большей мощности;

– третья: сохранение динамических и скоростных качеств гибридного автомобиля при снижении рабочего объёма первичного двигателя.

Анализируя вышеизложенную проблему и дадим количественную оценку снижению расхода топлива автомобиля с ГЭУ установкой за счёт уменьшения рабочего объёма первичного двигателя и, следовательно, его мощности. Топливная экономичность автомобиля в значительной степени определяется скоростными и нагрузочными режимами работы силовой установки. Из теории ДВС известно, что режимы малых нагрузок характеризуются низкими значениями механического и индикаторного коэффициента полезного действия двигателя. Это определяется тем, что при малых нагрузках возрастает доля механических потерь в общем энергетическом балансе двигателя. Индикаторный КПД двигателя с искровым зажиганием с уменьшением нагрузки также снижается с 0,35–0,4 до 0,2–0,25. Очевидно, что топливная экономичность автомобиля с ГЭУ может быть существенно улучшена за счёт снижения времени работы ДВС в этих режимах. Выигрыш в топливной экономичности при снижении литража ДВС тем выше, чем ниже нагрузка на двигатель. В научной литературе приводятся результаты практической реализации концепции использования

ДВС с меньшим рабочим объёмом при малых нагрузках и подключением дополнительной мощности ДВС в режиме разгона и больших нагрузок.

2.3 Анализ конструкций современных гибридных энергетических установок автомобилей

Решение проблемы улучшения экономических и экологических показателей автомобилей ведется на основе создания конкурентоспособных транспортных средств. Уменьшение выбросов в атмосферу, вместе с отработавшими газами окиси углерода и другими вредными составляющими, а также повышением топливной экономичности, является замена двигателей внутреннего сгорания, используемых в настоящее время на автомобилях, на ГЭУ, состоящих из первичного двигателя и вторичного двигателей и накопителя энергии.

Одной из основных проблем создания гибридного автомобиля, оборудованного ДВС и вторичным двигателем, является выбор и обоснование его структуры. В данном случае под структурой понимается совокупность:

- типа привода (передне-, задне-, полноприводный) – множество D1;
- типа ДВС (бензиновый, дизель, газотурбинный и др.) – множество D2;
- типа вторичного двигателя (электрического, пневматического и др.) – множество D3;
- схемы соединения ТД и ЭД в составе гибридной энергетической установки (последовательная, параллельная, смешанная) – множество D4;
- типа трансмиссии (механическая ступенчатая, автоматическая, вариаторная и др.) – множество D5;
- типа накопителя электрической энергии (электрический, тепловой, пневматический) – множество D6;
- технических средств и алгоритма управления вторичного двигателя – множество D7.

Под структурной оптимизацией будем понимать:

- 1) процесс поиска наиболее простой конструкции (исключение структурно- избыточной конструкции);
- 2) синтез конструкции гибридного автомобиля, создаваемого из некоторого множества конструктивных (узлы, агрегаты и т.п.) и функциональных (элементы, выполняющие заданные функции) элементов.

Необходимость структурной оптимизации конструкции гибридного автомобиля диктуется наличием сравнительно большой номенклатуры множества конструктивных и функциональных элементов, которые существенно отличаются друг от друга по техниче-

ским и функциональным возможностям. В качестве структурной модели гибридного автомобиля можно применить граф, вершиной которого является создаваемый гибридный автомобиль, нижними уровнями графа являются элементы множеств D_1, \dots, D_7 (всего 7 уровней).

Задачей структурной оптимизации, заключающейся в последовательном переборе возможных конструктивных решений, является поиск ветви графа, которая обеспечивает экстремум некоторой целевой функции на основе анализа структурных свойств, т.е. свойств элементов множеств D_1, \dots, D_7 . В процессе структурной оптимизации необходимо осуществлять целенаправленный поиск альтернативных структур, обеспечив анализ всего множества возможных конструктивных решений. Полученное решение будет оптимальным с точки зрения структуры гибридного автомобиля, а не конструктивных параметров и характеристик его агрегатов. При этом общее число возможных конструктивных решений $n = n_1 * n_2 * n_3 * n_4 * n_5 * n_6 * n_7$, где n_1, \dots, n_7 – количество элементов соответственно множеств D_1, \dots, D_7 .

Структурная, как и параметрическая оптимизация, должна базироваться на поиске экстремума некоторой целевой функции (критерия или множества частных критериев оптимальности). На настоящее время в качестве частных критериев структурной оптимизации используются:

- возможность производства гибридного автомобиля – критерий Q1;
- цель создания гибридного автомобиля (повышение экономических, экологических, тягово-скоростных свойств и др.) – критерий Q2;
- коэффициент полезного действия преобразования всех видов энергий в гибридном автомобиле – критерий Q3;
- стоимость гибридного автомобиля – критерий Q4.

Критерии Q1, Q2 не являются числовыми, и применяется на начальном этапе оптимизации для исключения невозможных и нежелательных реализаций конструкций гибридных автомобилей из числа возможных конструктивных решений n графа. В качестве ограничений при постановке задачи параметрической оптимизации конструкции автомобиля вводятся ограничения:

- на типы элементов множеств D_1, \dots, D_7 ;
- на значения технических показателей элементов множеств D_1, \dots, D_7 в виде одинарных или двойных неравенств.

В процессе структурной оптимизации из множества возможных конструктивных решений n обосновывается множество альтернативных структур k конструкции гибридного автомобиля $S = (S_1, \dots, S_k)$, из числа которых выбирается в дальнейшем рациональная

структура. Для поиска альтернативных структур используется модифицированный метод морфологического анализа.

Задачу структурной оптимизации конструкции гибридного автомобиля в перспективе можно преобразовать в задачу многокритериальной параметрической оптимизации конструктивных параметров и характеристик элементов множеств D2, D3, D5, D6 и алгоритма управления работой вторичного двигателя на основе множества частных критериев оптимальности топливной экономичности и тягово-скоростных свойств разрабатываемого гибридного автомобиля [30,31].

Все разнообразие ГЭУ можно разбить в зависимости от принципа компоновочных решений первичного и вторичного двигателя на два типа: ГЭУ последовательной компоновочной схемы и ГЭУ параллельной компоновочной схемы. Смешанная конструктивная схема является вариантом усовершенствованной параллельной схемы.

В процессе оптимизации необходимо найти такие технические решения, которые обеспечат выполнение указанных в исходных данных функций, удовлетворение введенным ограничениям и улучшение недостатков. Анализ списка недостатков позволяет выявить причины их возникновения и наметить мероприятия по их устранению. С точки зрения понятия оптимальности конструкции желательно улучшать все частные критерии оптимальности, характеризующие прямо или косвенно качество проектируемого автомобиля. Однако, улучшение одних частных критериев (например, частных критериев топливной экономичности автомобилей с ГЭУ), к сожалению, может приводить к ухудшению некоторых других частных критериев (например, частных критериев тяговоскоростных свойств) [32].

В соответствии с вышесказанным при проектировании гибридного автомобиля с точки зрения потерь энергии в ГЭСУ более предпочтительна параллельная конструктивная схема, позволяющая в сравнении с автомобилем, оборудованным только ТД, наряду с улучшением показателей экологичной безопасности повысить топливную экономичность автомобиля.

В середине 80-х гг. прошлого века отечественные и зарубежные исследователи уделяли большое внимание системам отключения цилиндров и установке на автомобили модульных ДВС. Эти работы проводились на стадии экспериментальных и патентных исследований в России (НАМИ), Японии и других странах. Так, в исследовательской работе [33], проведённой в НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ», рабочий объём (Vh) 6-литрового восьмицилиндрового двигателя грузового автомобиля был уменьшен до 3 л. Методом удаления четырёх поршней из блока цилиндров. При этом было получено улучшение эксплуатационной топливной экономичности автомобиля при малых нагрузках до 25%. Такой же результат был получен и на легковом автомобиле, у которого двигатель с искровым зажиганием

и рабочим объёмом 2,4 л. был заменён на модульную силовую установку из двух двигателей. Двигатели с рабочим объёмом 1,1 л. были установлены на автомобиле последовательно, с возможностью отключения одного из них. Сравнительные испытания автомобиля при работе с одним двигателем в городском цикле показали снижение расхода топлива до 30% [33]. Однако просто замена одного двигателя большего рабочего объёма на двигатель меньшего объёма не позволяет получить максимального эффекта в топливной экономичности, так как при этом не учитываются другие характеристики, например, такие, как различие в номинальных частотах двигателя и расположение максимального крутящего момента по частоте вращения коленчатого вала. Под эту характеристику подбираются параметры трансмиссии автомобиля с целью обеспечить работу двигателя в зоне минимального эффективного расхода топлива. Как пример: с целью подбора двигателя для гибридной силовой установки для автомобиля ГАЗ-2705 «Газель» в работе [34] были проведены сравнительные испытания в городском цикле с различными двигателями ЗМЗ-4062.10 ($V_h = 2,3$ л.) и ВАЗ-2112 ($V_h = 1,5$ л.). Сравнительную оценку провели по четырём нагрузочным режимам на разных передачах. Эффект снижения расхода топлива (20%) был получен только на первой передаче при минимальной нагрузке. Двигатель ЗМЗ-4062.10 по организации рабочего процесса превосходит ВАЗ-2112, имея относительно высокий уровень форсирования по частоте вращения и более широкую в скоростном и нагрузочном диапазоне зону минимальных g_e , поэтому ожидаемый эффект по топливной экономичности не был получен. Автомобили фирмы Toyota с бензиновыми ДВС одного класса с рабочим объёмом 1,6–1,8 л. имеют на 18% меньший расход топлива в испытательных циклах, чем автомобили той же фирмы литражом 3,5 л. При меньшей разнице в рабочих объёмах – 2,5 л. и 3,5 л. – соотношение в расходе топлива у автомобилей составляет 12% [35]. Следует заметить, что форсирование по мощности дизельных двигателей за счёт совершенствования системы наддува даёт существенную прибавку в топливной экономичности, так как в данном случае доля механических потерь в общем энергетическом балансе форсированного ДВС значительно меньше, чем у обычного двигателя. В табл. 4 представлены некоторые характеристики гибридных автомобилей и их бензиновых аналогов, показан эффект снижения расхода топлива при применении комбинированной силовой установкой, а также уровень выбросов CO_2 .

Анализ эксплуатационных характеристик гибрида Honda Insight и его бензинового аналога Honda Inspire показывает, что рациональный выбор рабочего объёма ДВС энергоустановки и оптимальное использование вторичного двигателя в различных режимах позволяют снизить расход топлива до 51% в смешанном европейском цикле [35].

Значительная часть экономии топлива была достигнута за счёт уменьшения литража

ДВС с $V_h = 3,47$ л. до $V_h = 1,34$ л. и снаряжённой массы автомобиля. При этом суммарная мощность энергоустановки составила 72 кВт при мощности вторичного двигателя 10 кВт. Относительно аналога мощность была снижена более чем в два раза, максимальная скорость гибридного автомобиля составила 186 км/ч, а время разгона до 100 км/ч – 12,6 с.

Таблица 4

Характеристики автомобилей с бензиновыми ДВС и комбинированными энергоустановкам

Автомобили	Масса авто, кг	Литраж первичного двигателя (ДВС), л	Мощность, первичного двигателя (ДВС), кВт	Мощность вторичного двигателя, кВт	Расход топлива л/100км в европейских циклах (EU)	Снижение расхода топлива гибридом, %	CO ₂ , г/км
Honda Civic (гибрид)	1249 1720	1,34	70	15	5,2/4,3/4,6	59/46/49	109
Honda Civic (аналог)	1265 1700	2,0	148	-	12,7/7,9/9,1	-	215
Toyota Corolla (гибрид)	1380 1805	1,8	73	60	3,8/3,8/3,8	56/31/24	89
Toyota Corolla (аналог)	1250 1750	1,8	108	-	8,7/5,5/6,7	-	155
Honda Insight (гибрид)	1200 1650	1,34	65	10	4,2/4,6/4,4	-/-/51	101
Honda Inspire (аналог)	1610	3,47	206	-	-/-/9,0	-	-
BMW 7 (гибрид)	2045 2635	4,4	330	15	12,6/7,6/9,4	26/15/21	219
BMW 7 (аналог)	1945 2575	4,4	300	-	17,1/8,9/11,9	-	279
Porsche Cayenne (гибрид)	2240 2910	3,0	245	34	8,7/7,9/8,2	45/6,0/27	193
Porsche Cayenne (аналог)	1995 2765	3,6	220	-	15,9/8,4/11,2	-	263
Cadillac Escalade (гибрид)	2780 3400	6,0	248	60	11,6/10,7/11,0	42/5,0/24	264
Cadillac Escalade (аналог)	2580 3310	6,2	301	-	20,1/11,3/14,5	-	339

На гибридном автомобиле Toyota Camry со снаряжённой массой 1670 кг и двигателем, имеющим рабочий объём 2,36 л., было получено значительно меньшее снижение расхода топлива: 36% в городском цикле и 24% – в смешанном относительно бензинового аналога Toyota Camry, имеющего рабочий объём 2,5 л. Скоростные качества автомобилей не изменились и составили 180 км/ч [35]. Следует отметить, что эффект снижения расхода

топлива больший у тех гибридов, которые могут использовать при работе в циклах в течение большего времени вторичный двигатель и где основной ДВС работает на режимах с высокими значениями коэффициента полезного действия, а также где используется меньший рабочий объём ДВС при одинаковой суммарной мощности силовой установки на автомобиле. Наиболее точно количественный эффект от снижения рабочего объёма двигателя можно установить, определив на испытательном моторном стенде серию нагрузочных характеристик на различных частотах работы ДВС. В этом случае учитываются только мощностные и экономические характеристики силового агрегата. Нагрузочные характеристики двигателя перестраиваются с учётом заданного уровня снижения мощности от уменьшения рабочего объёма.

На рис. 8 приведена нагрузочная характеристика ДВС с $V_h = 1,5$ л. при частоте вращения коленчатого вала двигателя $n = 2000$ мин⁻¹. Этот скоростной режим наиболее часто используется на легковых автомобилях в городском испытательном цикле. Левый график соответствует варианту 50%-го, правый – 33%-го снижения. Принцип перестраивания нагрузочных характеристик заключается в следующем. Например, при 50%-м снижении мощности ДВС точка эффективного расхода топлива $g_e = 280$ г/кВт*ч, соответствующая полной нагрузке ($N_e = 18$ кВт), перемещается по нагрузочной характеристике влево до значения $N_e = 9$ кВт. Другие промежуточные точки нагрузочной характеристики пересчитываются и перестраиваются с учётом снижения мощности таким же образом. Затем рассчитывается значение часового расхода топлива по формуле $GT = (g_e * N_e) / 10i$. Эффект снижения расхода топлива ДВС можно рассчитать исходя из нагрузки, которая определяется режимами работы ДВС на отдельных этапах испытательного цикла. Сравнительные нагрузочные характеристики ДВС с выбранными значениями мощности показывают, что в первом случае можно получить от 18 до 27% снижения часового и эффективного расхода топлива, а во втором – от 15 до 18% (на средних нагрузках рабочего диапазона ДВС).

Проведённый сравнительный анализ эксплуатационных характеристик автомобилей показал, что при уменьшении только рабочего объёма ДВС ГЭУ при соответствующем подборе мощности вторичного двигателя можно получить снижение расхода топлива от 12 до 36% в европейских испытательных циклах. Предложенная методика расчёта по нагрузочным характеристикам позволяет более точно определить эффект улучшения топливной экономичности при заданном уменьшении рабочего объёма ДВС уже на стадии проектирования гибридного автомобиля.

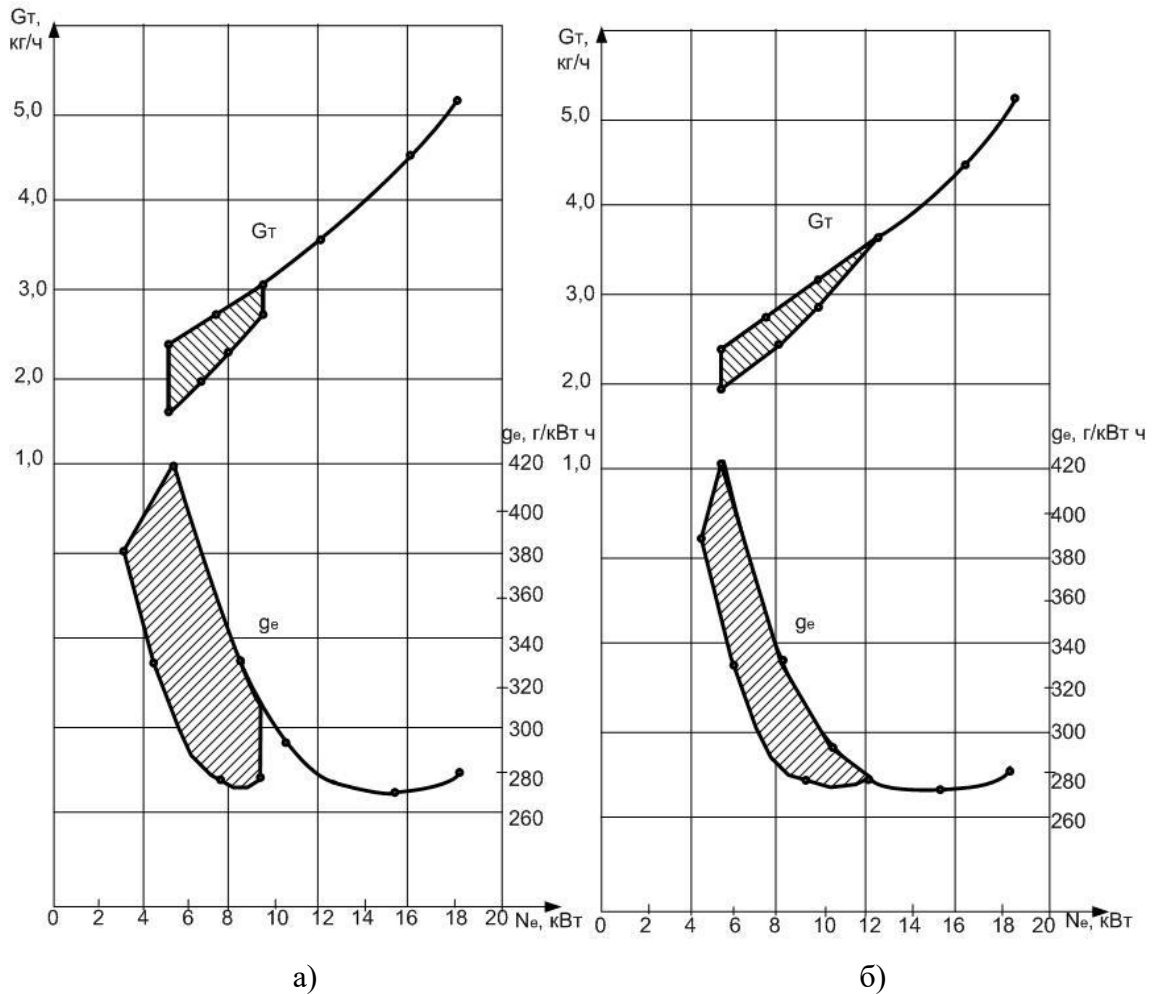


Рис. 8. Эффективный (g_e) и часовой расход топлива (G_T) ДВС при снижении мощности уменьшением V_h : а) 50% снижения мощности ДВС; б) 33% снижения мощности ДВС

Анализ параметров ГЭУ показывает, что суммарная ее мощность, как правило, выбирается несколько меньшей или равной мощности ДВС, установленного на автомобиле-аналоге [36,37]. Как было показано ранее, это даёт определённый результат снижения расхода топлива на гибридном автомобиле. Под аналогом понимается традиционный автомобиль с ДВС того же производителя и класса. Коэффициент $k_1 = N_{эл} / N_{ДВС}$, приведённый в табл. 5, характеризует отношение мощностей вторичного двигателя и ДВС ГЭУ автомобилей. Для анализа статистических данных, характеризующих энергетические параметры силовых установок по различным моделям гибридных автомобилей, удобно рассматривать изменение коэффициента k_1 и других показателей силовых установок в зависимости от рабочего объёма ДВС (V_h), так как V_h влияет на мощность и топливную экономичность силовой установки гибридного автомобиля.

На рис. 9 показаны статистические данные коэффициента k_1 различных гибридов.

Значение коэффициента k_1 для разных гибридных автомобилей изменяется в широких пределах: от 0,0045 (BMW 7) и 0,073 (Mercedes-Benz S400) до 0,95 (Toyota Camry). Наименьшее значение коэффициента k_1 имеют модели автомобилей с вторичными двигателями 10 и 15 кВт и большим рабочим объёмом ДВС, а наибольшее — Toyota Camry с вторичным двигателем 105 кВт и небольшим рабочим объёмом ДВС, равным 1,36 л. Следует отметить, что большое значение коэффициента k_1 ещё не является гарантией достижения низкого расхода топлива автомобилем. Так, например, у Hyundai Sonata с вторичным двигателем 30 кВт ($k_1 = 0,24$) расход топлива ниже в испытательных циклах ЕРА относительно бензинового аналога, чем у Ford Escape с вторичным двигателем 70 кВт ($k_1 = 0,61$). Это также характерно для гибрида Toyota Camry и других моделей. Если у Hyundai Sonata снижение расхода топлива составляет 45 % в городском цикле и 29 % – в смешанном, то у второго ТС — 36 % и 18 % соответственно, а у третьего — 36 % и 24 %.

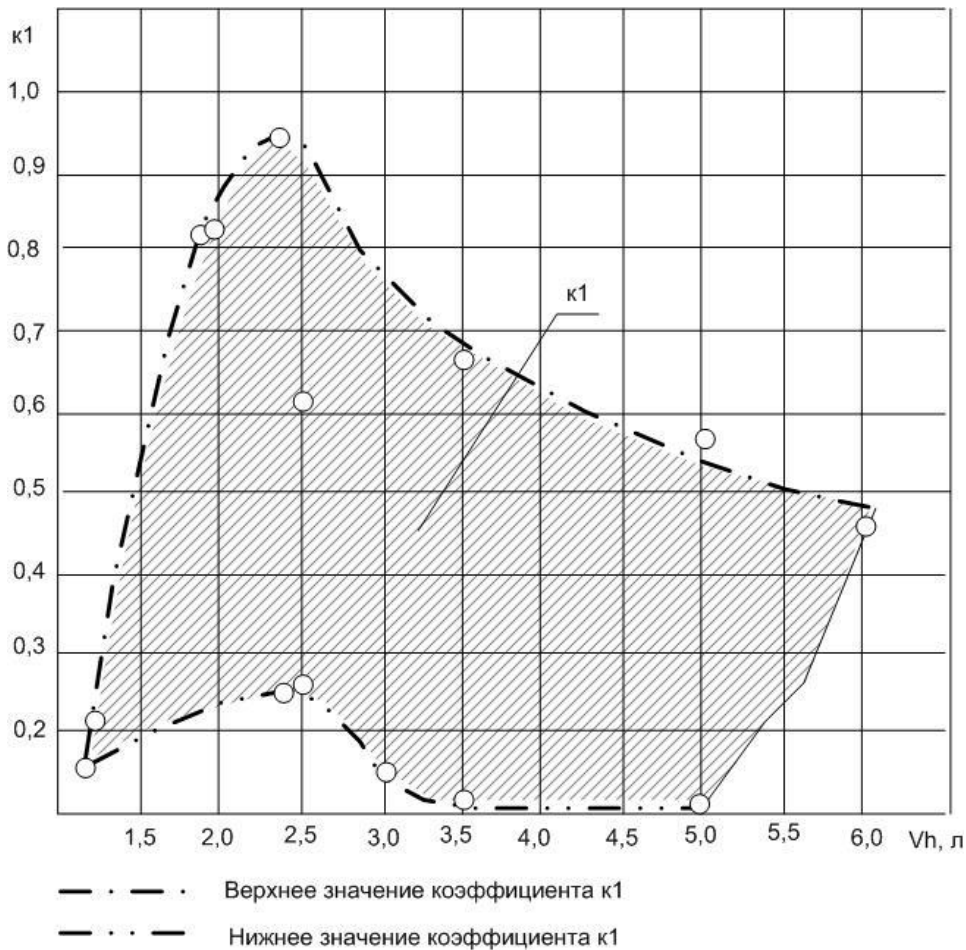


Рис. 9. Значение коэффициента k_1 в зависимости от рабочего объёма (Vh) ДВС у различных гибридных автомобилей

У гибридных автомобилей Honda Insight и Honda Civic с вторичными двигателями 10 и 15 кВт коэффициент k_1 также имеет низкие значения: 0,15 и 0,23. Однако на этих гибридных автомобилях получено значительное снижение расхода топлива относительно

аналогов.

Такой результат достигнут в определённой степени благодаря тому, что у данных моделей рабочий объём ДВС был снижен относительно аналога Honda Civic с 2,0 до 1,34 л, при этом мощность основного двигателя также снижена с 148 до 65 и 70 кВт соответственно.

Принятое решение позволило значительно уменьшить расход топлива в испытательных циклах. Подробно вопрос о влиянии рабочего объёма ДВС на топливную экономичность автомобиля был рассмотрен нами ранее. Сравнительная оценка топливной экономичности гибридных автомобилей относительно аналогов приведена в табл. 5. Для сопоставления эффективности работы силовых установок гибридных автомобилей снижение расхода топлива по испытательным американским федеральным циклам EPA и европейским EU показано в процентах. Там же приведены значения коэффициента k_1 энергетической установки и показатели топливной экономичности гибридных автомобилей.

Таблица 5.

Влияние коэффициента k_1 на снижение расхода топлива гибридных автомобилей относительно аналогов в испытательных циклах

№	Автомобиль	$k_1 = N_{эл}/N_{ДВС}$, кВт/кВт	Расход топлива в испытательном цикле, л/100км	Снижение расхода топлива относительно аналога, %
1	Toyota Corolla (гибрид)	0,82	EU 3,8/3,8/3,8	56/31/43
2	Toyota Corolla (впрыск.бен.)	-	EU 8,7/5,5/6,7	-
3	Toyota Camry (гибрид)	0,95	EPA 6,9/7,1/6,9	36/-/24
4	Toyota Camry (впрыск.бен.)	-	EPA 10,7/7,3/9,1	-
5	Hyundai Sonata (гибрид)	0,24	EPA 6,4/6,0/6,2	45/-/29
6	Hyundai Santa Fe (впрыск.бен.)	-	EPA 11,7/6,9/8,7	-
7	Ford Escape (гибрид)	0,61	EPA 7,6/6,9	36/18
8	Ford Escape (впрыск.бен.)	-	EPA 11,8/8,4	-
9	Lexus RX (гибрид)	0,67	EPA 7,3/8,4/7,8	49/-/26
10	Lexus RX 350 (впрыск.бен.)	-	EPA 14,3/8,4/10,6	-
11	Mercedes-Benz S400 (гибрид)	0,073	EU 10,8/6,4/4,8	0/-/41
12	Mercedes-Benz S350 (впрыск.бен.)	-	EU 10,8/6,5/8,1	-
13	Cadillac Escalade (гибрид.)	0,24	EU 11,6/10,7/11,1 EPA 11,8/10,2	0,41/0,05/0,24 0,54/0,22
14	Cadillac Escalade (впрыск.бен.)	-	EU 20,1/11,3/14,5 EPA 18,1/13,1	-
15	Porsche Cayenne (гибрид.)	0,139	EU 8,7/7,9/8,2	0,45/0,06/0,27
16	Porsche Cayenne (впрыск.бен.)	-	EU 15,9/8,4/11,2	-
17	BMW 7 (гибрид.)	0,045	EU 12,6/7,6/9,4	0,26/0,15/0,21
18	BMW 7 (впрыск.бен)	-	EU 17,1/8,9/11,9	-

Коэффициенты, характеризующие другие энергетические параметры силовой установки, такие как соотношение крутящих моментов ДВС и вторичного двигателя, суммарной мощности силовой установки и полной массы автомобиля, рассчитаны по данным каталогов [36] и приведены в табл. 6.

Таблица 6.

Характеристики энергоустановок и показатели гибридных автомобилей

Гибридный автомобиль	Honda In-sight	Honda Civic	Peugeot 508 HDI	Ford Escape	Chevrolet Volt 2012г	Toyota Prius Plug-in, 2012	Toyota Prius, 2012	Toyota Prius, 2009	Porsche Cayenne	Lexus RX
Масса, m_{Σ} (снаряж.- полная), кг	1200-1650	1249-1720	1770-2325	1665-1735	1715-2080	1370-1805	1080-1355	1370-1805	2240-2910	2045-2560
Мощность ДВС, $N_{кВт}$	72	70	120	132	63	73	54	73	245	183
Литраж ДВС, л	1,34	1,34	2,0	2,5	1,4	1,8	1,5	1,8	3,0	3,5
Мощность электродвигателя, $N_{эл}$, кВт	10	15	27	70	55	60	45	60	34	123
Мощность, $\Sigma(N_{д+N_{э}}$, кВт	72	84	147	132	110	100	74	100	279	219
Коэффициент K_1 , $K_1=N_{эл}/N$	0,15	0,23	0,23	0,61	0,87	0,82	0,83	0,82	0,14	0,67
Коэффициент K_2 , $K_2=M_{кал}/M_{кДВС}$	0,65	0,84	0,67	-	2,8 350/1 26	1,46 207/14 2	- 111/-	1,46	0,68	1,05
Коэффициент K_3 , $K_3=N_{ДВС}/N_{\Sigma}$	0,9	0,83	0,82	0,87	0,57	0,73	0,72	0,73	0,87	0,83
Коэффициент N_1 , $N_1=N_{\Sigma}/m_{\Sigma}$	0,044	0,049	0,063	0,076	0,053	0,055	0,054	0,055	0,096	0,085
Время разгона до 100км/ч	12,4	-	8,8	10	9	10,4	-	10,4	6,5	7,8
Ёмкость батареи, кВтч	0,58(Ni-MH) 100,1 В*5,7 А ч	(Li-Ion) 144 В, 20 кВт	1,2(Ni-MH), U=200В, 31 кВт	(Ni-MH), U=330 В	16(Li-Ion) 60 А ч	4,4(Ni-MH), 6,5 А ч, 202 В 4,4(Li-Ion), 27 кВт	(Ni-MH), 144 В, 27 кВт	6,5(Ni-MH) Ю, 202 В, 27 кВт	1,73(Ni-MH), 288 В	1,9(Ni-MH), U=288 В, 45кВт, 6,5 А ч
Скорость макс, V , км/ч	182	185	213	170	161	180	-	180	242	200
Расход топлива, л/100км	EU 4,2/4,6/4,4	EU 4,3/5,2/4,6	EU 3,2/3,5/3,4	EPA 8,7/7,8/8,1	EC (715/2007) 0,9/1,3/1,2	EU 3,9/3,7/3,9 EU 2,1 л/100	- EU 2,5 л/100	EU 4,0/3,8/4,0	EU 8,7/7,9/8,2	EU 6,6/6,0/6,3
CO ₂	101	109	88	-	27	49	-	92	193	148

Коэффициент $k_2 = M_{кэл} / M_{кд}$, характеризующий соотношение величин крутящих моментов вторичного двигателя и ДВС, находится у обычных гибридов (HEV) в пределах 0,65–1,46. Максимальное значение $k_2 = 2,8$ имеет силовая установка нового типа PHEV (Plug in Hybrid Electric Vehicle) гибридного автомобиля Chevrolet Volt с вторичным двигателем 55 кВт. Этот автомобиль оснащён также на порядок более мощным, чем у обычных гибридов, аккумулятором энергоёмкостью 16 кВт·ч, что позволяет ему проехать на одной зарядке расстояние в 61 км.

Третий коэффициент $k_3 = N_{ДВС} / N_{\Sigma}$ характеризует отношение мощности ДВС к суммарной мощности силовой установки и находится в пределах 0,72–0,95. Подзаряжаемый гибридный автомобиль Chevrolet Volt имеет наименьшее значение коэффициента k_3 , равное 0,57. Коэффициент $N_1 = N_{\Sigma} / m_{\Sigma}$ характеризует отношение суммарной мощности силовой установки к полной массе автомобиля и находится в пределах 0,044–0,096. Наибольшее значение N_1 свойственно скоростным гибридным автомобилям, таким как Porsche Cayenne.

Анализ емкости аккумуляторов гибридных автомобилей показал, что удельная емкость современных батарей не высокая. Так, у свинцовых аккумуляторных батарей она составляет около 30 Вт/кг, у аккумуляторов типа NiMH до 80 Вт/кг, у Li-ion аккумуляторов показатели энергетической плотности достигают 150 Вт/кг. По этой причине установка аккумуляторов большой емкости сопряжено не только с дополнительным весом, но и с повышением стоимости автомобиля в целом. В тоже время анализ характеристик энергоустановок и показатели гибридных автомобилей дает право отметить, что наиболее эффективные показатели имеют ГЭУ с большей емкостью аккумулятора.

2.4 Концепция гибридной энергетической установки

Для реализации концепции гибридного автомобиля, которая позволит существенно повысить его эффективность, необходимо сформулировать концепцию его ГЭУ. Её главными положениями являются:

- целесообразность оптимизации мощности первичного двигателя и его рабочих режимов для повышения экономичности и снижения токсичности отработавших газов;
- необходимость аккумулялирования энергии для повышения мощности при кратковременных разгонах автомобиля или преодоления максимальных дорожных сопротивлений;
- необходимость частичного восстановления запаса энергии за счет рекуперации.

Выполнение этих требований возможно только применением ГЭУ, использующих принципы аккумуляции и рекуперации энергии [38, 39,40,41].

Имеется ряд результатов, показывающих возможности создания ГЭУ другими средствами, в частности применением аккумуляторов сжатого воздуха (фирма МДИ, Испания). Так созданные этой фирмой городские автомобили и двигатели, работающие на сжатом воздухе, имеют достаточно высокие показатели.

Анализ достигнутых результатов позволяют дополнить концепцию ГЭУ следующим принципом. Необходимо от производства энергии пропорционально потреблению, что характерно для традиционных энергетических установок, перейти к отдельному производству, накоплению энергии и последующему потреблению в зависимости от режимов работы.

В работах [42,43,44,45] убедительно показано, что имеются неиспользуемые резервы повышения эффективности автомобильных ГЭУ путем утилизации энергии в форме теплоты, содержащейся в отработавших газах и охлаждающих жидкостях двигателей. Это может обеспечить повышение коэффициента полезного действия установок на 30-50%, а также существенно снизить токсичность отработавших газов.

На этой основе выполнен синтез альтернативных ГЭУ, также на основе тепловых двигателей, реализующие изложенный принцип новыми техническими средствами.

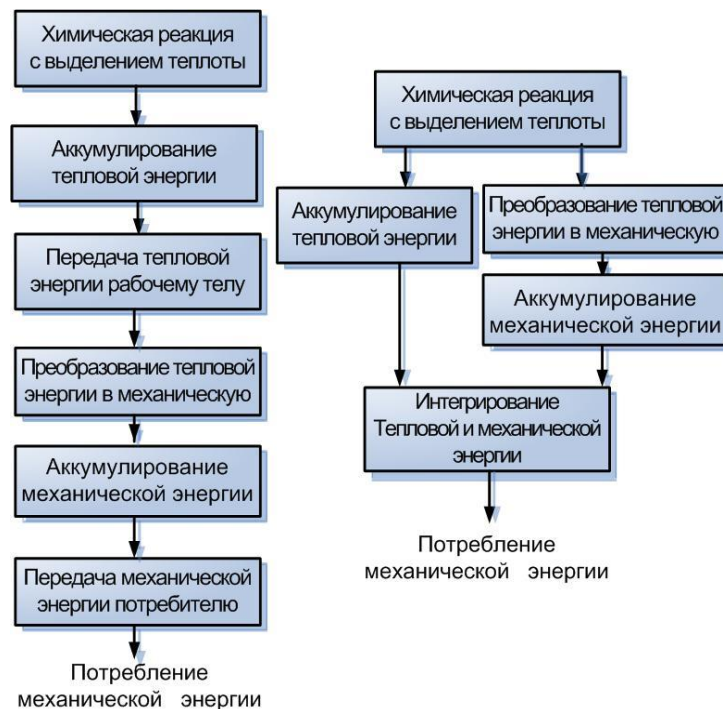


Рис.10. Процессы энергопреобразования в ГЭУ на базе тепловых двигателей с последовательным и параллельным преобразованием и аккумуляцией энергии

Их особенностями является использование аккумуляторов энергии сжатого воздуха и теплоты. Аккумуляторы накапливают постоянно вырабатываемую энергию и отдают ее в

зависимости от интенсивности потребления. Варианты ГЭУ с последовательным и параллельным преобразованием энергии и аккумуляторами энергии в формах теплоты и работы представлены на рис. 10.

Анализ показывает большую эффективность установок с параллельными потоками энергопреобразования, где тепловая энергия накапливается в тепловом аккумуляторе, а механическая - в аккумуляторе механической энергии в виде сжатого воздуха. После объединения их в интеграторе происходит передача энергии потребителю в зависимости от потребности транспортного средства в преодолении дорожных сопротивлений. ГЭУ с параллельным преобразованием энергии с её рекуперацией и аккумулятированием и представлена на рис.11.

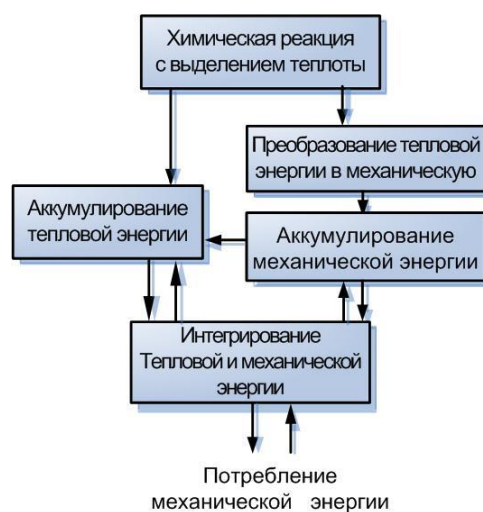


Рис. 11. Процессы энергопреобразования в ГЭУ на базе теплового двигателя с параллельным преобразованием, рекуперацией и аккумулятированием энергии

Анализ показал, что наиболее целесообразным техническим решением для практической реализации предлагаемых схем является комбинированная энергетическая установка, состоящая из первичного теплового двигателя, аккумуляторов энергии в форме теплоты и сжатого воздуха, и вторичного теплового двигателя, использующего накопленную в аккумуляторах энергию и способного пополнять её путем рекуперации, например, в режимах торможения.

Мощность, развиваемая первичным тепловым двигателем не связана с потребляемой для преодоления дорожного сопротивления в конкретный момент времени. Поэтому ДВС может работать на наиболее экономичном стационарном режиме. Необходимая эффективная мощность ДВС определяется из баланса выработанной энергии в формах теплоты и сжатого воздуха, и используемой энергии в форме работы с учетом возможной рекуперации.

Мощность ДВС N определяется из баланса выработанной энергии в формах теплоты и работы, и используемой энергии в форме работы с учетом возможной рекуперации. Энергетический баланс представлен в общем виде:

$$(N_e^{\text{ПД}} t_1 + Q^{\text{ПД}} t_1) \eta_{\text{ак}} = N_e^{\text{ВД}} t_2 - N_p^{\text{ВД}} t_3 \quad (1)$$

где $N_e^{\text{ПД}}$ и $N_e^{\text{ВД}}$, $N_p^{\text{ВД}}$ - эффективные мощности первичного и вторичного двигателей, рекуперированная мощность; $Q^{\text{ПД}}$ - часть утилизированной энергии первичного двигателя в форме теплоты; $\eta_{\text{ак}}$ - КПД, оценивающий потери в процессах аккумуляции энергии в первичном двигателе; t_1 - время работы первичного двигателя; t_2 - время работы вторичного двигателя; t_3 - время рекуперации.

Для определения мощности первичного двигателя используются имеющиеся опытные данные по структуре цикла движения автомобиля и доле времени рекуперации (режимы торможения), а также данные по потерям энергии при её аккумуляции и передаче с тепловыми аккумуляторами.

Кроме отмеченного к преимуществам рассматриваемой КЭУ по сравнению с другими относятся следующие:

- возможность значительного снижения токсичности отработавших газов ПТД в процессе аккумуляции их тепловой энергии;
- существенно более низкие стоимость и массогабаритные показатели за счет отсутствия электрических машин и электрохимических аккумуляторов.

Приведенные данные свидетельствуют о возможности синтеза эффективной ГЭУ для городского автомобиля.

Таким образом, основополагающую роль в снижении расхода топлива автомобилем играет не сама по себе выбранная мощность вторичного двигателя силовой установки, а другие её характеристики, такие как, емкость аккумулятора, алгоритм работы ГЭУ, определяющий режим включения вторичного двигателя на различных режимах движения автомобиля, а также конструктивные особенности силовой установки, позволяющие первичному двигателю работать в оптимальной зоне многопараметрической характеристики ДВС. Но при этом необходимо отметить, что для реализации оптимального с точки зрения экономичности алгоритма требуется оптимальная емкость аккумулятора и определённая мощность вторичного двигателя, которая обеспечивает его работу в широком диапазоне нагрузок городского и магистрального циклов. Нужно также учитывать, что для успешного функционирования разрядно-зарядной системы силовой установки при движении автомобиля по циклу необходимо непрерывно поддерживать заряд аккумуляторов на определённом

уровне. Это можно сделать только обеспечением положительного разрядно-зарядного баланса, который определяется алгоритмом работы силовой установки, разрядной мощностью генератора и тяговой мощностью вторичного двигателя. Одни схемы работы гибрида используют вторичный двигатель только на низких и средних нагрузках городского и магистрального циклов, другие – начинают движение при помощи ДВС, а вторичный двигатель подключается в том случае, если требуется дополнительная мощность. Исходя из приведённых статистических данных, можно на первом этапе проектирования гибридного автомобиля выбрать соотношение мощностей его силовых агрегатов и аккумулятора. На втором необходимо оценить выбранные параметры агрегатов при движении автомобиля в испытательном городском цикле методом математического моделирования. Для этого надо знать значение нагрузок на силовую установку автомобиля.

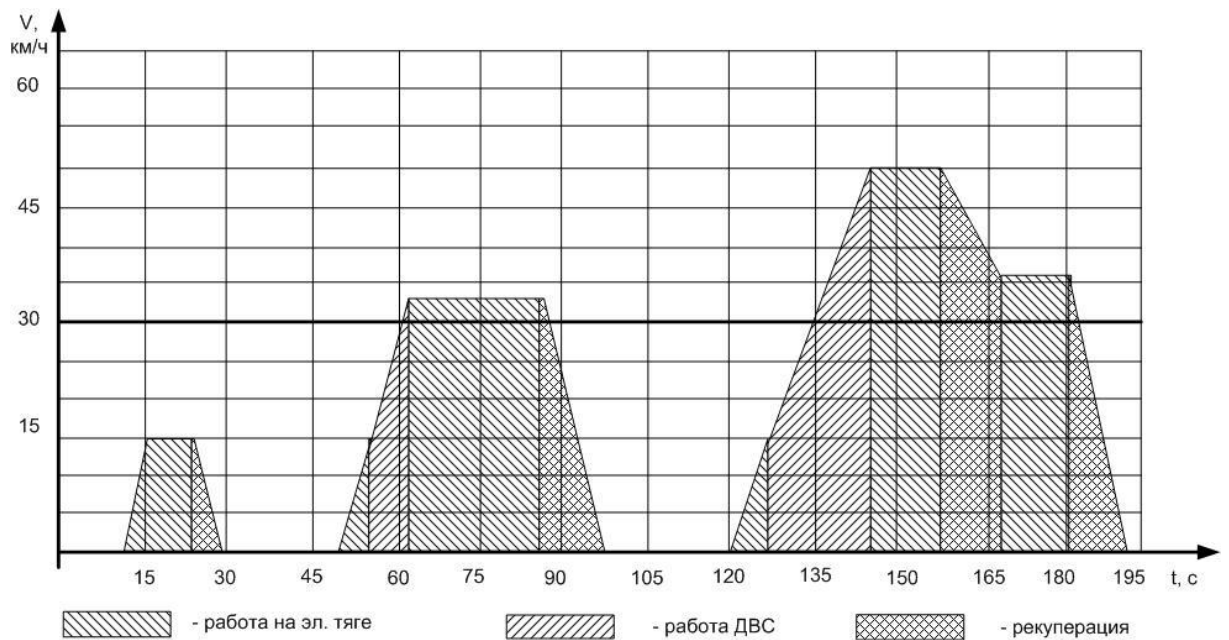


Рис. 12. Графическая иллюстрация движения автомобиля с гибридной силовой установкой по европейскому городскому испытательному циклу Dt Правил № 83-05 ЕЭК ООН

Цикл Правил № 83 ЕЭК ООН, приведённый на рис. 12, включает:

- разгон с ускорением в течение заданного времени и до заданной скорости;
- равномерное движение с заданной скоростью в течение заданного времени;
- замедление до заданной скорости или до полной остановки;
- стоянку с работающим на холостых оборотах двигателем.

Значение мощности при движении по циклу можно определить расчётным путём. Средняя мощность, затрачиваемая на преодоление сил инерции на участке Dt цикла Правил № 83 ЕЭК ООН [46]:

$$\bar{N}_j = \frac{G_a}{g} j_a \delta_j \frac{\bar{V}_a}{3,6}, \quad (2)$$

где G_a — вес автомобиля; V_a — среднее значение скорости автомобиля в выбранном интервале времени цикла, км/ч; j_a — момент инерции автомобиля, δ_j — ускорение автомобиля.

Средняя мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению на участке Dt :

$$\bar{N}_f = G_a f_0 \left(1 + 4 \cdot 10^{-5} \cdot \bar{V}_a^2 \right) \frac{\bar{V}_a}{3,6}, \quad (3)$$

где f_0 — коэффициент сопротивления качению.

Средняя мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха на участке Dt :

$$\bar{N}_w = \frac{c_x}{2} \rho F \frac{\bar{V}_a^3}{3,6}, \quad (4)$$

где c_x — коэффициент аэродинамического сопротивления; ρ — плотность воздуха; F — площадь поперечного сечения автомобиля.

Средняя мощность, затрачиваемая на преодоление суммарного сопротивления на участке Dt :

$$\bar{N}_{\Sigma} = \bar{N}_f + \bar{N}_w + \bar{N}_j, \quad (5)$$

Расчеты, проведенные показывают, что на автомобиле массой 2500 кг (среднестатистический городской автомобиль имеет полную массу 2500 кг) выбор мощности вторичного двигателя во многом зависит от алгоритма работы силовой установки. В расчёте принимается, что мощность рекуперации при торможении в цикле полностью поглощается в аккумуляторе. В конечном итоге задача расчёта сводится к определению составляющих баланса энергий в ГЭУ. Расчёты проводились с различными вариантами включения ДВС и вторичного двигателя. Если требуется обеспечить движение автомобиля в постоянных режимах и с ускорениями до скорости 30 км/ч европейского городского цикла, то максимальная мощность вторичного двигателя для автомобиля массой 2500 кг может не превышать 30 кВт. Если использовать в цикле только режим движения на вторичном двигателе, то на автомобиле необходим вторичный двигатель мощностью не менее 60 кВт. Автомобиль в городском цикле при этом работает только на вторичном двигателе, то есть без подзарядки. Но в данном случае ему потребуется аккумулятор очень большой емкости что, соответственно, повысит вес и стоимость автомобиля [47].

На рис. 12 представлена графическая иллюстрация движения автомобиля массой 2500 кг с ГЭУ по европейскому городскому испытательному циклу Правил № 83 ЕЭК ООН. Разгон автомобиля с ГЭУ в городском цикле во второй фазе с 15 до 30 км/ч и в третьей фазе с 15 до 50 км/ч осуществляется за счёт двигателя внутреннего сгорания, при этом ДВС работает в зоне минимальных удельных расходов. Избыток мощности ДВС при разгоне во

второй фазе направляется в накопитель энергии. Для экономии топлива и снижения токсичности движение автомобиля в первой фазе (разгон до 15 км/ч и движение на постоянной скорости) должно осуществляться на вторичном двигателе. Вторичный двигатель должен обеспечивать при разгоне требуемое испытательным циклом ускорение, равное 0,94 м/с². При скоростях, превышающих 30 км/ч, разгон на вторичном двигателе с мощностью 30 кВт невозможен, так как суммарная мощность сопротивления движению превышает тяговую мощность на колёсах автомобиля.

В третьей фазе разгона автомобиля в городском цикле требуется включение в работу первичного двигателя, который одну часть своей мощности будет расходовать на движение, а вторую — направлять на зарядку аккумуляторов. При этом ДВС работает в зоне минимальных эффективных расходов топлива.

Таблица 7.

**Результаты расчётного моделирования работы гибридной силовой установки
автомобиля массой 2500 кг в городском цикле**

№	Городской цикл	Нагрузка	Вариант №1		Вариант №2		Вариант №3		Вариант №4	
	Операция		Средняя/Пиковая мощи, кВт	Вторичный дв. 15кВт	Вторичный дв. 30кВт	Вторичный дв. 15кВт	Вторичный дв. 15кВт	Вторичный дв. 30кВт	Вторичный дв. 30кВт	Вторичный дв. 15кВт
1	Холост. ход	0								
2	Ускорение	7,5/15	Вт.дв.	Вт.дв.	Вт.дв.	Вт.дв.	Вт.дв.	Вт.д	ДВС	ДВС
3	Постоянная скорость	3/6	Вт.дв.	Вт.дв.	Вт.дв.	Вт.дв.	Вт.дв.	Вт.д	Вт.дв.	Вт.дв.
4	Замедление	2,5/5	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.
5	Замедление	0	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.
6	Холостой ход	0	ДВС	Вт.дв.	Вт.дв.	Вт.дв.	Вт.дв.	Вт.д	ДВС	-
7	Ускорение	2,5/5	ДВС	Вт.дв.	Вт.дв.	Вт.дв.	Вт.дв.	Вт.д	ДВС	Вт.дв.
8	Переключение передачи	-	ДВС	-	ДВС	ДВС	-	-	ДВС	-
9	Ускорение	15/30	Вт.дв.	Вт.дв.	ДВС	ДВС	Вт.дв.	Вт.д	ДВС	Вт.дв.

Продолжение таблицы 7.

10	Постоянная скорость	5/5	Вт.дв	Вт.дв.	Вт.дв.	Вт.дв.	Вт.дв	Вт.д	Вт.дв.	Вт.дв.
11	Замедление	6,5/13	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.
12	Замедление	-	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.
13	Холост. ход	0	ДВС	ДВС	ДВС	Вт.дв.			ДВС	ДВС
14	Ускорение	7,5/15	ДВС	ДВС	ДВС	Вт.дв.	Вт.дв	Вт.д	ДВС	ДВС
15	Переключение передачи	-	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС	-	ДВС	ДВС	ДВС
16	Ускорение	15/30	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС	Вт.дв	ДВС	ДВС	ДВС
17	Переключение передачи	-	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС
18	Ускорение	27,5/55	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС
19	Постоянная скорость	10/10	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС
20	Замедление	7,5/15	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.
21		7/7	Вт.дв	Вт.дв.	Вт.дв.	Вт.дв.	Вт.дв	Вт.д	ДВС	ДВС
22		-	-	-	-	-	-	-	ДВС	ДВС
23	Замедление	7,5/15	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.
24	Замедление		Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.	Ре-куп.
25	Холост. ход	0								
26	Сумма за цикл	Зар.от ДВС, кДж	521	436	496	441	288	396	826	741
27	Сумма за цикл	Зар.от ДВС+рек	740	655	715	660	507	615	1045	960
28	Сумма за цикл	Вторичный дв., КДж	265	352,5	190	315	525	390	144	231,5
29	Сумма за цикл	Ре-куп,кДж	219	219	219	219	219	219	219	219
30	Сумма за цикл	Энерг.ДВ С, кДж	600	512,5	587,5	550	340	475	721	633,5
31	Сумма за цикл	Δ энерг (баланс.эр), кДж	475	302,5	525	345	-18	225	901	728,5
32		экономия за цикл	27%	37,5%	28%	33%	-	42%	12%	23%

*Экспериментальные исследования гибридного автомобиля массой 2500кг на стенде с беговыми барабанами по европейскому городскому испытательному циклу Правил № 83 ЭЕК ОН подтвердили эти данные расчёта [48].

В табл. 7 приведены результаты расчётного моделирования работы гибридной силовой установки автомобиля массой 2500кг в городском европейском испытательном цикле. Расчёты баланса мощностей проводились с помощью программы Excel. Задача сводится к определению количества энергии, затраченной силовой установкой на движение автомобиля по отдельным этапам цикла и на накопление энергии в аккумуляторах от ДВС, а также энергии рекуперации при торможении.

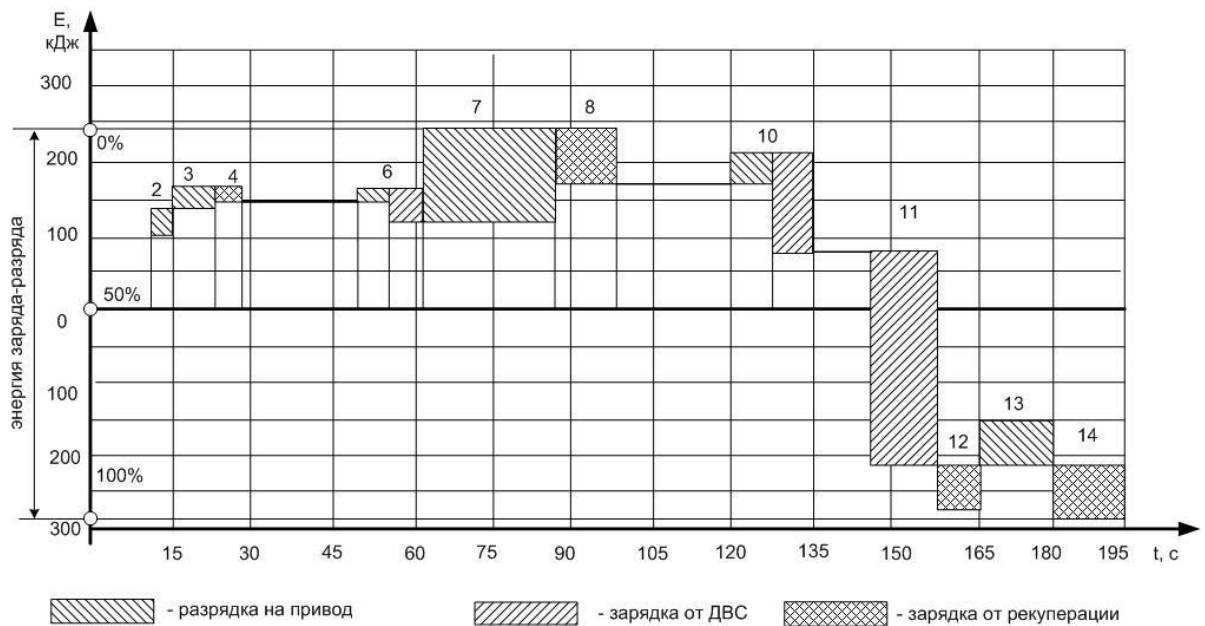


Рис. 13. Результаты расчёта энергетического баланса энергетической установки автомобиля массой 2500 кг

На рис. 13 приведена иллюстрация результатов расчёта энергетического баланса гибридного автомобиля массой 2500 кг. Суммирование мощностей по этапам позволит определить общую затраченную и рекуперированную энергию.

Долевая часть использования мощности вторичного двигателя на нагрузочных режимах цикла определяется мощностью применяемого в силовой установке вторичного двигателя, степенью зарядки аккумуляторов и их максимальной емкостью. Определение расчётным путём составляющих баланса энергии в цикле позволяет оценить энергоёмкость аккумуляторов. Применение вторичного двигателя 15 кВт на автомобиле массой 2500 кг максимально позволяет получить 33%-ю экономию топлива в европейском городском цикле. При этом выбранный алгоритм работы силовой установки является оптимальным с точки зрения разрядно-зарядного баланса. Применение вторичного двигателя 30 кВт позволяет скорректировать алгоритм и улучшить топливную экономичность до 42 % относительно стандартного варианта автомобиля массой 2500 кг.

Результаты расчётных исследований, приведённых в табл. 7, показывают, что наиболее рациональным с точки зрения разрядно-зарядного баланса и работы аккумуляторов в городском цикле является вариант № 3 работы силовой установки с вторичным двигателем 30 кВт. Положительный разрядно-зарядный баланс аккумуляторов при таком алгоритме работы силовой установки составляет наиболее низкое значение — 225 кДж, что позволяет применять на автомобиле аккумуляторы меньшей мощности. Отрицательные значения разрядно-зарядного баланса аккумуляторов при других вариантах показывают полную разрядку аккумуляторов и невозможность выполнения движения автомобиля с выбранным типом силовой установки по городскому циклу с использованием вторичного двигателя.

Анализ статистических данных различных моделей гибридных автомобилей позволил определить коэффициенты, по которым можно выбрать мощностные параметры силовой установки на первом этапе их проектирования. Проведённые расчётные исследования также показали, что основополагающую роль в достижении низких расходов топлива гибридного автомобиля играет не сама по себе выбранная мощность вторичного двигателя силовой установки, а алгоритм работы энергоустановки, определяющий режим включения вторичного двигателя в различных режимах движения автомобиля. Но для реализации оптимального с точки зрения экономичности алгоритма необходима определённая мощность вторичного двигателя, которая обеспечивает работу на нем в широком диапазоне нагрузок городского и магистрального циклов.

Расчётные исследования также продемонстрировали, что применение вторичного двигателя 15 кВт на автомобиле массой 2500 кг максимально позволяет получить 33%-ю экономию топлива в европейском городском цикле. Использование вторичного двигателя 30 кВт позволяет скорректировать алгоритм и улучшить топливную экономичность до 42 % относительно стандартного варианта автомобиля массой 2500 кг. Определение расчётным путём составляющих разрядно-зарядного баланса аккумуляторов при выбранном алгоритме работы силовой установки в городском цикле позволяет оценить энергоёмкость аккумуляторов автомобиля.

На основе выполненного анализа основных характеристик гибридных автомобилей [49] был сделан вывод, что определяющими факторами для достижения поставленной цели являются выбор оптимальной мощности агрегатов ГЭУ и применение оптимального алгоритма для управления ею. В научно-технической литературе нет научно обоснованных и общепринятых методик выбора мощности агрегатов комбинированной силовой установки и алгоритма её управления. Для создания этих методик необходимо в первую очередь выполнить расчёт баланса мощности ГЭУ автомобиля применительно к принятому в странах ЕС испытательному городскому циклу и проанализировать её работу с целью оптимизации

алгоритма управления силовыми агрегатами.

Подобный метод применяют для определения путей повышения эффективности использования энергии ДВС в общем энергетическом балансе потребляемой энергии топлива [50]. С этой целью в двигателе, рассматриваемом как сложный объект, управляемый входными параметрами, при исследовании вычисляют отдельные составляющие энергетического баланса в зависимости от выбранных параметров. Найдя оптимальные значения входных параметров ДВС, обеспечивающих эффективное использование энергии, для минимизации выходного показателя, например, часового расхода топлива, можно оптимизировать процесс распределения энергии в ДВС. Используя метод энергетического баланса, можно провести оптимизацию распределения энергии в ГЭУ гибридного автомобиля (рис. 14).

Наиболее эффективной с точки зрения экологических показателей ГЭУ является последовательная гибридная схема, та как первичный двигатель работает на наиболее экономичном установившемся режиме, с минимальным выбросом отравляющих веществ в ОГ.

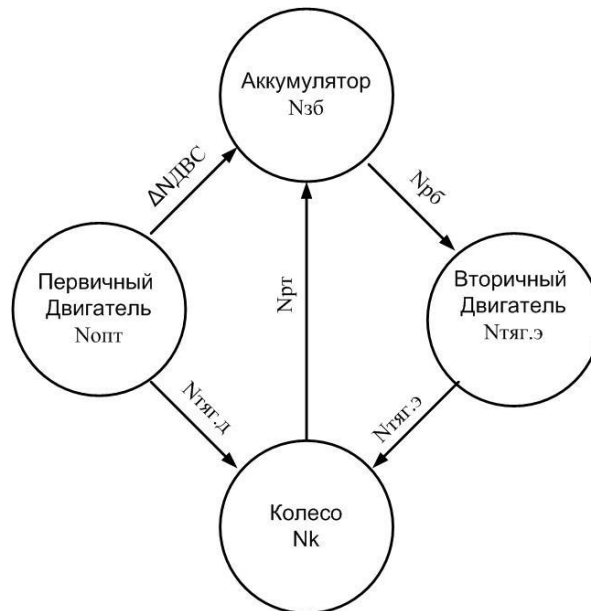


Рис. 14. Схема энергетического баланса ГЭУ

Энергия колеса, взаимодействующего с дорогой (N_k) получает энергию от первичного двигателя ($N_{\text{тяг.д}}$) и от вторичного двигателя $N_{\text{тяг.э}}$. Для оптимального использования энергии в первичном двигателе в последовательной гибридной схеме привода мощность ДВС, работающего в зоне оптимальной по топливной экономичности частоты вращения коленчатого вала и нагрузки ($N_{\text{опг}}$), должна быть равна мощности вторичного тягового двигателя ($N_{\text{тяг.э}}$) и мощности, идущей в накопитель на заряд аккумуляторов ($N_{\text{зб}}$). Тяговая мощность ДВС автомобиля меняется по программе режимов испытательных циклов, при этом мощность зарядки аккумулятора должна постоянно поддерживать указанный баланс. При полном заряде аккумулятора мощностной режим двигателя ($N_{\text{тяг.д}}$) полностью

определяется режимом движения автомобиля и может отличаться от оптимального на некоторую величину $\Delta N_{ДВС}$, определяющую отклонение от оптимального значения мощности в нагрузочном режиме.

$$\Delta N_{ДВС} = N_{опт} - N_{тяг. д.} \quad (6)$$

Время работы ДВС в оптимальной зоне зависит от энергоёмкости аккумуляторов и, соответственно, от состояния их зарядки. Поэтому для обеспечения работы ДВС с наибольшим КПД в испытательных циклах зарядка аккумуляторов не должна быть полной, так как необходимо иметь определённый резерв накопления избыточной мощности, поступающей от ДВС [47]. Следовательно, уровень заряда аккумуляторов, характеризующий накопительную часть энергии, в определённой степени влияет на потери энергии в ДВС. Данный параметр может использоваться для поиска оптимального алгоритма работы силовой установки в рассматриваемой схеме. Доля времени, затрачиваемого на зарядку аккумуляторов ГЭУ, может также являться одним из критериев оптимальности её работы. Для минимизации потерь энергии алгоритм управления потоком мощности в силовой установке должен предусматривать полное поглощение избыточной мощности $\Delta N_{ДВС}$ на аккумуляторах. Принимая это условие для расчётов, можно рассматривать баланс мощности ГЭУ автомобиля с целью поиска оптимального алгоритма её работы в испытательных циклах Правил № 83 ЕЭК ООН. В режимах торможения в испытательных циклах энергия рекуперации при торможении ($N_{рт}$) также направляется на заряд аккумуляторов, повышая уровень их зарядки. В указанном случае мощность заряда аккумуляторов ($N_{зб}$) складывается из избыточной части мощности $\Delta N_{ДВС}$ и мощности, поступающей от рекуперации при торможении автомобиля ($N_{рт}$):

$$N_{зб} = \Delta N_{ДВС} + N_{рт}. \quad (7)$$

Рекуперация энергии транспортного средства при торможении является обязательной функцией современных автомобилей с ГЭУ, и её необходимо учитывать в балансе энергий [50]. В соответствии с этим уравнение баланса мощности в силовой установке можно записать в виде

$$N_{опт} - N_{тяг. д.} - \Delta N_{ДВС} + N_{рт} = 0. \quad (8)$$

Баланс в уравнении поддерживается за счёт изменения параметра $\Delta N_{ДВС}$. При его уменьшении до минимального значения в зависимости от режима движения необходимы отключение основного двигателя и переход работы силовой установки на вторичном двигателе. При выключении ДВС потребление энергии осуществляется от аккумуляторов ($N_{рб}$) и уравнение баланса мощности имеет вид

$$N_{тяг. э} = N_{рб}.$$

В данном случае потери экономичности автомобиля определяются КПД вторичного

двигателя. В городском испытательном цикле необходимо учитывать оба варианта. В частных случаях, о которых было сказано выше, уравнения следует преобразовать с учётом факторов, влияющих на работу главной системы управления (ГСУ). Если мощности аккумулятора для движения недостаточно, например, при ускорении автомобиля в циклах городского и магистрального движения, то вторичный двигатель, потребляющий энергию от аккумуляторов, дополнительно потребляет всю мощность, вырабатываемую ДВС. При этом $\Delta N_{ДВС}$ не направляется на заряд аккумуляторов, а расходуется на ускорение автомобиля. Мощность вторичного двигателя ($N_{тяг. \text{ э}}$) зависит от режимов, в которых он работает в испытательном цикле, мощности заряда аккумуляторов ($N_{рб}$) и в конечном итоге определяется заданным алгоритмом работы силовой установки.

Анализ многопараметровых характеристик бензиновых двигателей показывает, что изменение мощности $\Delta N_{ДВС}$ на 10 % от оптимального значения приводит к существенному ухудшению эффективного расхода топлива (Δg_e) и топливной экономичности автомобиля в области средних и малых нагрузок. На рис. 15. показано влияние режимов двигателя ЗМЗ-4062.10 на Δg_e [51]. Данный параметр определяется как

$$\Delta g_e = (g_e - g_{emin})/g_{emin}. \quad (9)$$

Построение формулы учитывает увеличение эффективного расхода топлива ДВС с уменьшением нагрузки.

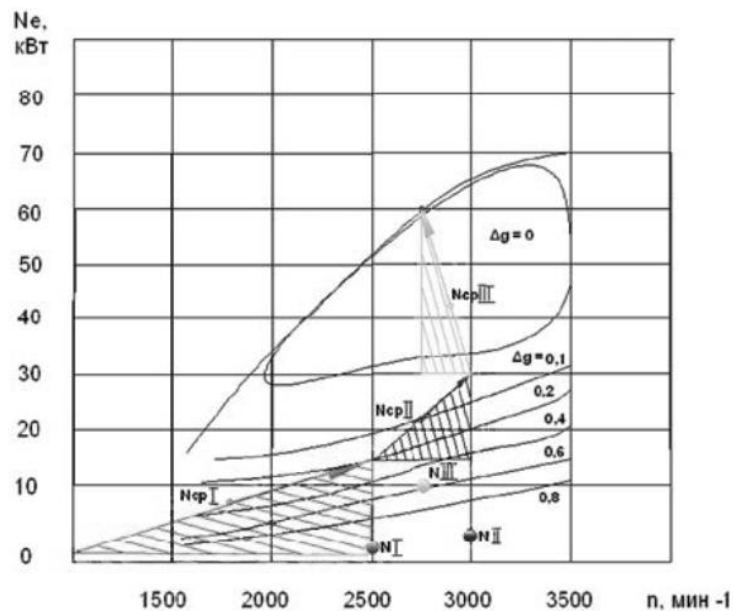


Рис. 15. Многопараметровая характеристика двигателя ЗМЗ-4062-10:

$\Delta g_e = (g_e - g_{emin})/g_{emin}$ — ухудшение эффективного расхода топлива; $N_{cp I}$ — средняя мощность на первой передаче при обгоне; N_{II} — мощность на второй передаче при равномерном движении; N_{III} — мощность на третьей передаче

Исходя из данных многопараметровой характеристики ДВС, можно рассчитать

$\Delta N_{\text{ДВС}}$ для всех используемых скоростных режимов двигателя в городском цикле. Результаты расчёта мощностного баланса приведены на рис.13. Там же показаны некоторые режимы городского испытательного цикла для автомобиля УАЗ и двигателя ЗМЗ-4062.10 [52,53]. Расчётно-экспериментальные исследования показывают, что автомобилю в городском цикле достаточно мощности 60 кВт. Эта мощность определяется режимом ускорения автомобиля на третьей передаче. Из рис. 15 видно, что мощность, требующаяся для движения автомобиля в постоянных скоростных режимах, значительно ниже мощности ускорений, особенно на третьей передаче.

В городском испытательном цикле необходимо рассматривать баланс мощности энергоустановки для каждого режима движения автомобиля. Городской цикл в соответствии с Правилами № 83 ЕЭК ООН разбивается на 15 этапов (см. табл. 8), в рамках которых используются 25 различных операций (применяются термины Правил № 83 ЕЭК ООН):

- холостой ход (четыре операции);
- ускорение с переключениями передач (шесть операций);
- постоянная скорость с различными нагрузками (четыре операции);
- замедление с различной интенсивностью (шесть операций);
- переключение передач (пять операций).

Каждая операция городского цикла характеризуется нагрузочным и скоростным режимами двигателя (то есть мощностью ДВС) и расходом топлива. Следовательно, зная рабочие параметры нагрузки ДВС автомобиля в городском цикле, можно расчётным путём определять мощностной баланс энергетической установки и анализировать влияние критериев оптимальности работы силовой установки на её выходные показатели. В табл. 8 и на рис. 16 приведены режимы городского испытательного цикла. Если использовать в цикле только режим работы на вторичном двигателе, то на автомобиле необходим тяговый вторичный двигатель мощностью не менее 60 кВт. Но в таком случае ему потребуется аккумуляторы большой мощности. Автомобиль в городском цикле при этом работает только за счет энергии аккумуляторов, которые постоянно подзаряжаются напрямую от ДВС, при этом мощность $N_{\text{опт}} = \Delta N_{\text{ДВС}}$ (вырабатываемая первичным двигателем) может быть ограничена за счет отсутствия импульсных нагрузок, создаваемых дорожными условиями. Рассматривая режим с мощностью вторичного двигателя 30 кВт. При включении в работу ДВС в режимах разгона (этап 6 и 10), а также при движении на третьей передаче с постоянной скоростью (этап 11) достаточно иметь вторичный двигатель 30 кВт для данного автомобиля, а избыточная мощность ДВС ($\Delta N_{\text{ДВС}}$) будет направляться на зарядку аккумуляторов. На этапе (14-18) разгона до максимальной скорости мощность первичного двигателя вся направлена на колеса $N_{\text{опт}} = N_{\text{тяг.д}}$, при этом аккумулятор не заряжается.

Таблица 8.

Городской рабочий цикл Правил № 83 ЕЭК ООН

Но- мер опе- рации	Операция	Этап	Уско- рение (м/с ²)	Ско- рость(км/ч)	Продолжитель- ность каждого/каж- дой		Нагрузка на этапах цикла,кВт	Средняя нагрузка цикла,кВт
					Опера- ции (с.), г	Этапа (с.), г		
1	Холостой ход	1	0	0	11	11	0	0
2	Ускорение	2	1,04	0-5	4	4	15	7,5
3	Постоянная скорость	3	0	15	9	8	3	3
4	Замедление	4	-0,69	15-0	2	5	-5	2,5
5	Замедление с выключенным сцеплением		-0,92	10-0	3			
6	Холостой ход	5	0	0	21	21	0	0
7	Ускорение	6	0,83	0-5	5	12	5	2,5
8	Переключение передачи			15	2		—	—
9	Ускорение		0,94	15-2	5		30	15
10	Постоянная скорость	7	0	32	24	24	5	5
11	Замедление	8	-0,75	32-0	8	11	-13	6,5
12	Замедление с выключенным сцеплением		-0,92	10-0	3		—	
13	Холостой ход	9	0	0	21		0	0
14	Ускорение	10	0,83	0-5	5	26	15	7,5
15	Переключение передачи			15	2		—	—
16	Ускорение		0,62	15-35	9		30	15
17	Переключение передачи			35	2		—	—
18	Ускорение		0,52	35-0	8		55	27,5
19	Постоянная скорость	11	0	50	12	12	10	10
20	Замедление	12	-0,52	50-5	8	8	-15	7,5
21	Постоянная скорость	13	0	35	13	13	7	7
22	Переключение передачи	14		35	2	12	—	—
23	Замедление		-0,99	35-0	7		-15	7,5
24	Замедление с выключенным сцеплением		-0,92	10-0	3		—	—
25	Холостой ход	15	0	0	7	7	0	0

Для ДВС это переходный не экономичный режим работы. Этап 19 является режимом максимальной мощности для ДВС, хотя он и установившийся, но это режим работы с большим расходом топлива с низкими экологическими показателями. Анализируя режимы работы ГЭУ с вторичным двигателем мощностью 15 кВт, отмечается работа первичного двигателя на переходных режимах как при разгоне с 15 до 30 км/ч этапы (7-9) так и на этапах (14-18), как следствие с высоким расходом топлива и значительными выбросами вредных веществ.

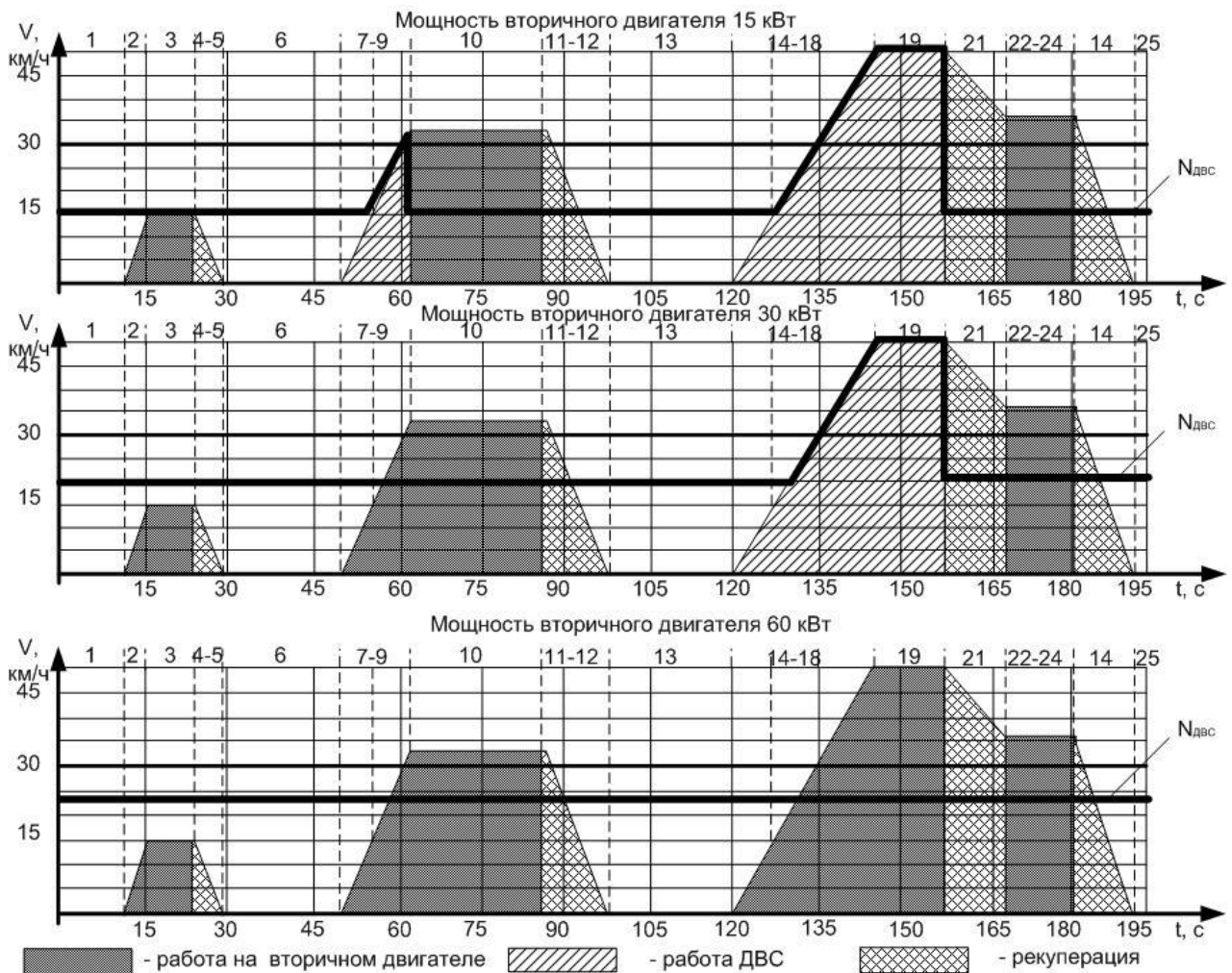


Рис. 16. Режимы включения ДВС и вторичного двигателя при испытании автомобиля в городском цикле

Для менее нагруженных первых семи этапов цикла для ГЭУ требуется ещё меньший вторичный двигатель 15 кВт. В идеальном случае для поглощения избыточной энергии на аккумуляторе суммарная производимая энергетическая составляющая баланса должна быть равна энергии зарядки батареи. При $(\Delta N_{двс} + N_{рт}) \times \tau > N_{рб} \times \tau$ аккумулятор не может

аккумулировать поступающую энергию и ДВС для экономии топлива должен выключаться.

С учётом требуемой тяговой мощности в городском цикле на рис. 16 приведены режимы работы гибридной силовой установки. Следует отметить, что показан принцип подбора алгоритма работы ГЭУ.

Долевая часть использования мощности тягового вторичного двигателя в нагрузочных режимах цикла определяется мощностью применяемого в силовой установке вторичного двигателя, степенью зарядки и максимальной емкостью аккумуляторов.

Наиболее перспективной является ГЭУ имеющие вторичный двигатель максимальной мощности требуемой для данной категории автомобиля (в данном случае 60 кВт). На этих гибридах первичный двигатель работает на заряд аккумуляторов, и не передает крутящий момент на колеса, поэтому его мощность можно стабилизировать на протяжении всего цикла. Энергию необходимую для вторичного двигателя на режимах разгона получают счет увеличения емкости применяемого аккумулятора. Работа первичного двигателя без пиковых нагрузок позволяет использовать ДВС меньшей размерности, тем самым повысить не только экономические, но и экологические показатели всей ГЭУ.

Расчётно-экспериментальные исследования и предложенный метод расчёта баланса мощности при работе комбинированной энергоустановки гибридного автомобиля показали возможность определения оптимального алгоритма работы КЭУ применительно к испытательному городскому циклу Правил № 83 ЕЭК ООН.

Эффективность ГЭУ в значительной степени зависит от емкости аккумуляторов, применяемых для накопления и стабилизации потока энергии, который направлен от первичного к вторичному двигателю. Наиболее перспективными (с точки зрения удельной энергетической емкости) рассматриваются электрические 15,47 Вт*ч/кг, пневматические 22,2 Вт*ч/кг и тепловые аккумуляторы 58,33 Вт*ч/кг. Современные гибридные автомобили в основном оснащены электрическими аккумуляторами, которые наряду с положительными качествами они имеют значительные недостатки: большие, тяжелые и дорогостоящие электрические батареи с ограниченным сроком службы. Опасное высокое напряжение и ток, как следствие огнеопасность. В электрических гибридах параметры преобразования энергии, снимаемой с коленчатого вала первичного двигателя и преобразуемой в электрическую энергию, с определенным коэффициентом полезного действия - η . Так КПД электрических машин: тяговых электрических двигателей составляет $\eta=0,86\div 0,92$, генераторов $\eta=0,75\div 0,94$. Применяемые на электрических ГЭУ аккумуляторы имеют высокий КПД $\eta=0,85\div 0,90$. Суммарный КПД системы электрического гибрида получается примерно $\eta=0,55\div 0,78$ [10].

В то же время пневматические (ресиверы) и тепловые аккумуляторы имеют более высокие показатели удельной энергетической емкости, меньшую стоимость и значительный срок службы.

При рассмотрении преобразования энергии в пневматических ГЭУ можно отметить следующее. КПД современных компрессоров составляет $\eta=0,55\div 0,90$. Пневматические моторы имеют КПД $\eta=0,25\div 0,35$. Пневматические ресиверы (аккумуляторы сжатого воздуха) обеспечивают достаточно высокий КПД $\eta=0,85\div 0,95$. Суммарный КПД $\eta=0,15\div 0,30$, это примерно в три раза ниже параметров электрического гибрида, что и является причиной низкого интереса к этому способу гибридизации.

Современные ДВС при условии работы на установившихся режимах имеют КПД $\eta_b=0,30\div 0,35$, а дизели $\eta_d=0,35\div 0,45$. Одна из причин низкого КПД поршневых ДВС – значительные потери теплоты с отработавшими газами $Q_{ог}$. Другая причина объясняется отводом теплоты системой охлаждения $Q_{со}$. Доля этих потерь $Q_{п} = Q_{ог} + Q_{со}$ достигает 50 % от всей полученной от сгорания топлива теплоты [6]. Использование тепловой энергии на электрических гибридах затруднительно по причине сложного преобразования энергии. Реализация процесса утилизации тепловой энергии в пневматических гибридах представляется возможной и позволяет повысить экономические и экологические показатели ГЭУ. По причине нестабильного теплового потока от ОГ и от системы охлаждения с момента пуска до останова ДВС необходимо стабилизировать его в наиболее эффективном виде накопителей энергии - тепловом аккумуляторе (рис. 17).



Рис. 17. Пневматическая ГЭУ с тепловым аккумулятором

Анализ зависимости параметров пневматических двигателей от температуры сжатого воздуха показывает, что удельная энергия e , представляет изменение полных удельных энергий воздуха (газа) на входе и выходе пневмодвигателя. Оценить удельную энергию воз-

духа при изотермическом ($e_{из}$) и адиабатном ($e_{ад}$) процессах расширения воздуха в пневматическом двигателе позволяет уравнение Бернулли[3]:

$$e_{из} = \left(\frac{\alpha_1 v_1^2}{2} + 2,3 \frac{p_1}{\rho_1} \lg p_1 + gz_1 \right) - \left(\frac{\alpha_2 v_2^2}{2} + 2,3 \frac{p_2}{\rho_2} \lg p_2 + gz_2 \right) \quad (10)$$

$$e_{ад} = \left(\frac{\alpha_1 v_1^2}{2} + \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{\rho_1} + gz_1 \right) - \left(\frac{\alpha_2 v_2^2}{2} + \frac{k}{k-1} \frac{p_2}{\rho_2} + gz_2 \right) \quad (11)$$

Сравнивая количество удельной энергии воздуха при изотермическом и адиабатном процессах расширения, получается, что удельная энергия воздуха при изотермическом процессе больше, чем при адиабатном. Это объясняется тем, что для поддержания постоянства температуры воздуха при изотермическом процессе расширения должна извне подводиться тепловая энергия. Поскольку при обычных скоростях подвижных элементов имеет место незначительный теплообмен между воздухом и стенками пневматического двигателя, то их рабочий процесс с достаточной степенью точности можно считать адиабатным [5]. Поэтому степень совершенства пневматических двигателей оценивается по адиабатному КПД ($\eta_{ад}$), который определяется отношением выходной мощности пневматического двигателя к потребляемой мощности, подсчитанной при адиабатном процессе.

В процессе расширения воздуха его температура в пневматическом двигателе уменьшается [4]. Согласно уравнению Клапейрона—Менделеева для начального состояния воздуха и конечного его состояния справедливы соотношения:

$$\frac{p_1}{\rho_1} = RT_1; \quad \frac{p_2}{\rho_2} = RT_2 \quad (12)$$

где: T_1 и T_2 - начальная и конечная абсолютные температуры воздуха.

Решая совместно эти уравнения для адиабатного процесса расширения, находим конечную температуру:

$$T_2 = T_1 \frac{p_2 \rho_1}{p_1 \rho_2} = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (13)$$

В пневматических двигателях конечная температура воздуха не должна быть ниже 0°C ($T_{2 \min} = 273 \text{ K}$), так как может произойти обмерзание. Поэтому необходимо на входе пневматического двигателя повышать начальную температуру.

Источником теплоты, подводимой к воздуху и пневматическому двигателю, является теплота ОГ и системы охлаждения ДВС[8]. Для накопления и хранения тепловой энергии используется тепловой аккумулятор. Накапливаемую теплоту теплового аккумулятора можно определить по уравнению[3]:

$$Q = mc(T_2 - T_1) \quad (14)$$

где: Q - накопленная теплота; m - масса теплоносителя; c - удельная теплоемкость теплоносителя в Дж/(кг*К); T_2 и T_1 - начальная и конечная температуры теплоносителя.

Суммарный энергетический КПД тепловых аккумуляторов $\eta_{ТА}$ равен отношению отводимой энергии Q_0 (Дж) при разряде к подводимой при заряде Q_p (Дж):

$$\eta_{ТА} = \frac{Q_0}{Q_p} \quad (15)$$

Анализ современных тепловых аккумуляторов выявил, что их КПД находятся в пределах $\eta_{ТА}=0,6\div 0,8$ [3].

При утилизации с последующим накоплением тепловой энергии ДВС в тепловом аккумуляторе, имеющим в среднем $\eta_{ТА}=0,7$, подводится к воздуху и пневматическому двигателю тепловая энергия, потенциал которой составляет до 50 % от тепловой мощности ДВС. Теплота, накопленная в тепловом аккумуляторе и подведенная к сжатому воздуху и пневматическому двигателю, будет $Q_{ТА}=50*0,7=35\%$ от тепловой мощности ДВС.

2.5 Структура энергии потока отработавших газов первичного двигателя.

Рассматривая отработавшие газы, выбрасываемые первичным двигателем ГЭУ, приходится иметь дело с потоком вещества, т. е. с открытой термодинамической системой. Поскольку движение потока сопровождается передачей теплоты от продуктов сгорания в окружающую среду, а процесс выброса газов протекает достаточно быстро, то этот процесс является не равновесным. Сделав предположение о квазиравновесности, воспользуемся уравнениями термодинамики для равновесных состояний и получим основные характеристики процессов, не отягченные неравновесностью.

Рассмотрим установившийся поток продуктов сгорания с термодинамическими параметрами состояния $T_{пс}$ и $p_{пс}$. Параметры, характеризующие равновесие с окружающей средой, обозначим $T_{ос}$ и $p_{ос}$.

Очевидно, что для исследуемого в настоящей работе случая $T_{пс} > T_{ос}$ и $p_{пс} \approx p_{ос}$. Наличие градиента температур обуславливает возможность термического взаимодействия продуктов сгорания с окружающей средой, т.е. принципиальную возможность получения работы, путем реализации прямого цикла.

Предположим, что для осуществления этого цикла к рабочему телу машины, где он реализуется, от продуктов сгорания отводится некоторое количество теплоты, выделившейся при сжигании топлива в цилиндре первичного двигателя, в нашем случае ДВС. Назовем ее используемой теплотой выбрасываемой в атмосферу и будем обозначать $Q_{пс}$. Очевидно, что

$$Q_{\text{пс}} = m_{\text{пс}} \cdot c_{\text{р пс}} \cdot (T_{\text{пс}} - T_{\text{ос}}) = H_{\text{пс}} - H_{\text{ос}}, \quad (16)$$

где $m_{\text{пс}}$ - масса продуктов сгорания;

$c_{\text{р пс}}$ - изобарная средняя удельная теплоемкость продуктов сгорания;

$H_{\text{пс}}, H_{\text{ос}}$ - соответственно энтальпия продуктов сгорания и окружающей среды.

Для 1 кг продуктов сгорания

$$q_{\text{пс}} = c_{\text{р пс}} \cdot (T_{\text{пс}} - T_{\text{ос}}) = h_{\text{пс}} - h_{\text{ос}} \quad (17)$$

На рис. 1.11 эта теплота эквивалентна площади **8-а-1-6** под линией **1-0**, изображающей процесс охлаждения продуктов сгорания.

Известно, что эксергия рассматриваемого потока энергии, обусловленная термическим взаимодействием продуктов сгорания с окружающей средой (термическая эксергия), определяется по формуле

$$ex_{\text{T}} = c_{\text{р пс}} \cdot (T_{\text{пс}} - T_{\text{ос}}) - T_{\text{ос}} \Delta \bar{S} = \Delta h - T_{\text{ос}} \Delta \bar{S}, \quad (18)$$

где $\Delta \bar{S}$ - изменение удельной энтропии продуктов сгорания.

Отметим, что термическая эксергия равна максимальной работе, которую можно получить из энергии теплового потока $q_{\text{пс}}$. На рис. 18 она эквивалентна площади **0-1-3**.

Кроме термической, эксергия потока продуктов сгорания содержит еще химическую составляющую ($ex_{\text{х}}$). В общем случае последняя представляет собой сумму концентрационной и реакционной эксергии. Первая ($ex_{\text{к}}$) определяется как максимальная работа, которая может быть получена при $T_{\text{ос}}$ и $p_{\text{ос}}$ в процессе выравнивания концентрации компонентов, составляющих продукты сгорания, с их концентрацией в окружающей среде.

Таким образом, величина концентрационной эксергии связана только с химическим составом продуктов сгорания. Если допустить, что они представляют собой смесь идеальных газов, то

$$ex_{\text{к}} = R_{\text{пс}} \cdot T_{\text{ос}} \cdot \left[r_{\text{N}_2} \ln \frac{r_{\text{N}_2}}{r_{\text{осN}_2}} + r_{\text{O}_2} \ln \frac{r_{\text{O}_2}}{r_{\text{осO}_2}} + r_{\text{CO}_2} \ln \frac{r_{\text{CO}_2}}{r_{\text{осCO}_2}} + \right. \\ \left. + r_{\text{H}_2\text{O}} \ln \frac{r_{\text{H}_2\text{O}}}{r_{\text{осH}_2\text{O}}} + \ln(1 + r_{\text{H}_2\text{O}}) \right] \quad (19)$$

Здесь r_i , r_{oc_i} - молярные доли i -го компонента в продуктах сгорания и в окружающей среде (для атмосферного воздуха данные по r_{oc_i} приведены в работе [83]).

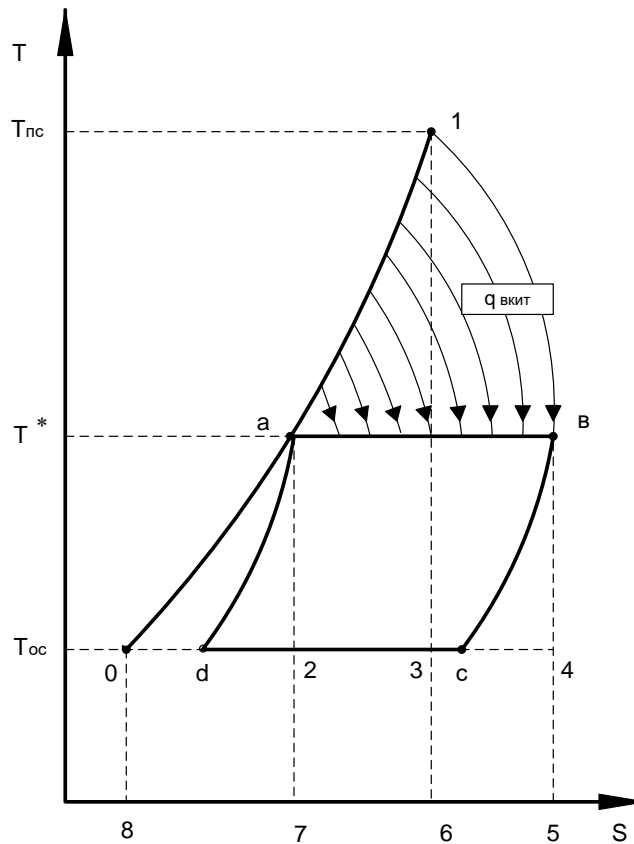


Рис. 18. Процесс охлаждения продуктов сгорания и передачи теплоты во вторичный контур ее использования

Реакционная эксергия связана с возможностью протекания в термодинамической системе химических реакций. Если допустить, что реакции окисления топлива при его сжигании в ДВС прошли на всю глубину и продукты сгорания не содержат горючих веществ, что мало вероятно, то реакционная эксергия в продуктах сгорания будет отсутствовать. Тогда их химическая эксергия будет состоять только из ex_K и определяться зависимостью (19). Для быстрой ее оценки можно использовать графическое решение, предложенное З. Рантом или номограмму, составленную по уравнению (19) В. Кукисом [43] для дизельного топлива с элементарным составом: $C = 0,87$; $H = 0,125$; $O = 0,005$.

Учитывая сказанное выше, энергию продуктов сгорания для рассматриваемого случая можно представить в виде суммы

$$e_{пс} = q_{пс} + ex_K = ex_T + ex_K + a_{пс}, \quad (20)$$

где $a_{пс}$ - удельная энергия потока теплоты продуктов сгорания.

Очевидно, что из составляющих энергии потока продуктов сгорания технически доступными сегодня средствами в плане получения работы принципиально можно аккумулировать и использовать (утилизировать), только термическую эксергию потока теплоты $Q_{пс}$. Анализируя возможности, отмечаем, что всю теплоту $Q_{пс}$ (и соответственно ее термическую эксергию) нельзя полностью использовать для обеспечения работы вторичного двигателя ГЭУ, реализующей прямой цикл, т.к. максимальная температура рабочего тела вторичного двигателя должна быть выше температуры окружающей среды.

Количество теплоты, которое будет отведено от отработавших газов (из ДВС) для последующего использования (во вторичном двигателе - $Q_{вкит}$), определится по формуле

$$Q_{вкит} = Q_{пс} \cdot \xi_q \quad (21)$$

где, ξ_q - доля теплоты, отводимой из ДВС для последующего использования, в тепломой продуктах сгорания теплоте.

На рис. 18 эта теплота эквивалентна площади **7 - а - 1 - 6**. Соответственно уменьшается и термическая эксергия, которая может быть использована в процессе утилизации, то есть использования во вторичном двигателе. Теперь ее количество ($ex_{вкит}$) эквивалентно площади **2 - а - 1 - 3**.

Допустим, что в идеальном случае вся теплота, отведенная из первичного контура в процессе **1 - а**, будет передана рабочему телу вторичного двигателя. Тогда

$$Q_{вкит} = Q_{ут} \quad (22)$$

Сказанное, однако, не относится к эксергии. Переход теплоты из первичного контура во вторичный происходит в условиях конечной разницы температур тел, обменивающихся теплотой. Это вызывает потерю (диссипацию) эксергии (d), которая на рис. 18 эквивалентна площади **6 - 3 - 4 - 5**. В результате рабочее тело вторичного двигателя (утилизатора) может получить

$$ex_{ут} = |ex_{вкит}| - d \quad (23)$$

На рис. 19 показана зависимость рассматриваемых составляющих энергии потока продуктов сгорания дизельного топлива от ξ_q в безразмерном виде для условий $T_{пс} = 950$ К ; $T_{oc} = 293$ К (масштабом отнесения служило произведение индивидуальной газовой постоянной продуктов сгорания на температуру окружающей среды).

Как видно, количество теплоты, отводимое от продуктов сгорания во вторичный двигатель, с ростом ξ_q линейно увеличивается. Увеличивается и $\bar{ex}_{вкит}$, хотя снижение

средней термодинамической температуры процесса теплоотвода обуславливает постепенное уменьшение $\frac{de_{\text{ВКИГ}}}{d\xi_q}$. Кривая $\bar{e}\bar{x}_{\text{ут}} = f(\xi_q)$ имеет экстремум, и после достижения максимума (при $\xi_q \approx 0,6$) количество эксергии, которое можно вторично использовать, резко убывает. Соответственно увеличивается диссипация эксергии теплоты, которая передается во вторичный контур. Это свидетельствует о том что использование теплоты продуктов сгорания при высоких значениях ξ_q целесообразно, но малоэффективно, т.к. она становится все менее пригодной для превращения в работу и при $\xi_q = 1,0$ совершенно теряет способность трансформироваться в нее.

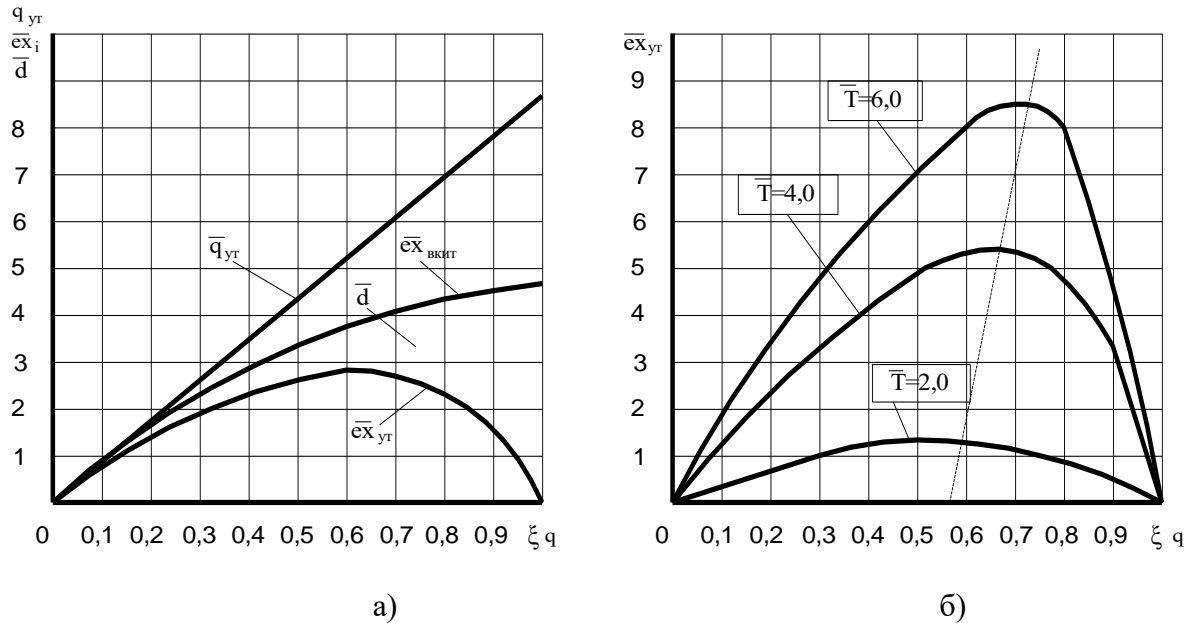


Рис. 19. Зависимость некоторых энергетических характеристик продуктов сгорания от доли теплоты, отводимой из ДВС для последующего использования во вторичном двигателе

Важно отметить, что с увеличением отношения $\frac{T_{\text{пс}}}{T_{\text{ос}}} = \bar{T}$, максимум кривой $\bar{e}\bar{x}_{\text{ут}} = f(\xi_q)$ смещается в сторону больших значений ξ_q (рис. 19).

Представим рассмотренные составляющие в виде диаграммы потока продуктов сгорания (рис. 20), которая наглядно иллюстрирует картину передачи энергии из первичного контура использования теплоты во вторичный.

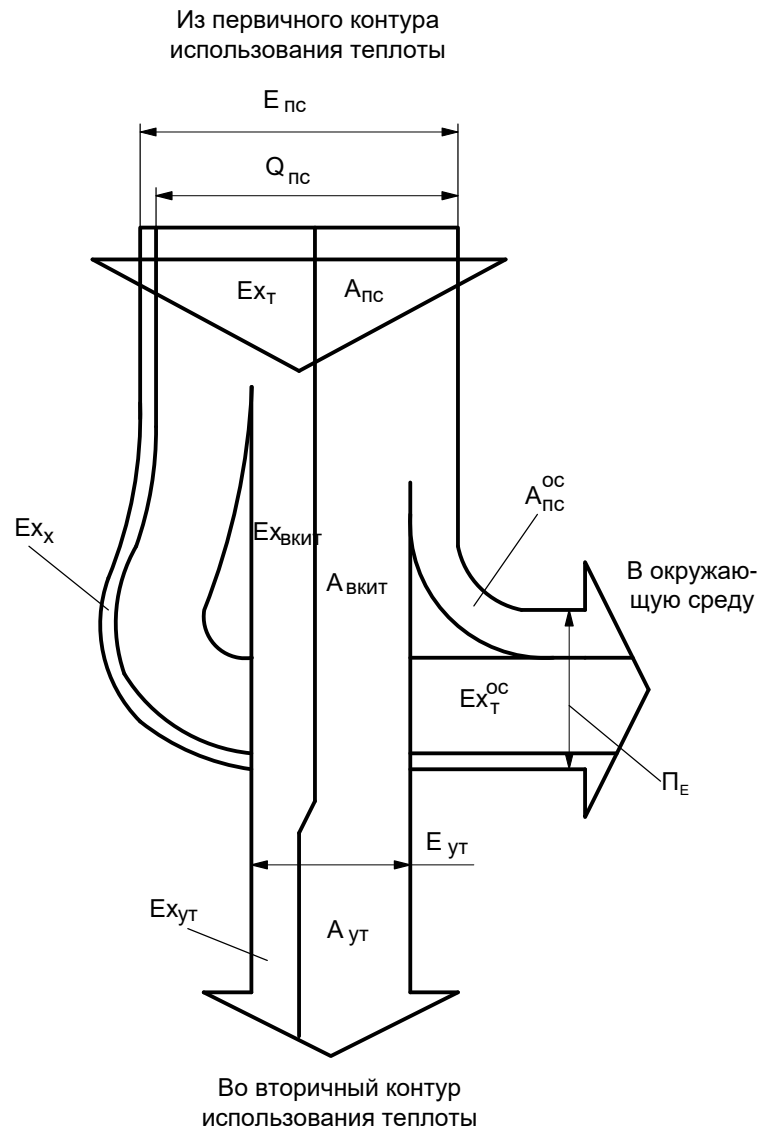


Рис. 20. Структура энергии потока продуктов сгорания

Как видно, поток энергии, выходящий из первичного контура, складывается из химической, термической эксергии и анергии теплового потока. Поток, направляющийся во вторичный контур, представляет собой некоторое количество этой энергии в форме потока теплоты, состоящего из термической эксергии и анергии.

Химическая эксергия вместе с частью термической эксергии ($E_{X_T}^{oc}$), образует внешние потери эксергии :

$$\Pi_{ex} = E_{X_x} + E_{X_T}^{oc} \quad (24)$$

Передается в окружающую среду и некоторое количество анергии теплоты продуктов сгорания ($A_{пс}^{oc}$). Сумма

$$\Pi_{ex} + A_{пс}^{oc} = \Pi_e \quad (25)$$

представляет собой “потери” энергии продуктов сгорания в процессе ее перехода из первичного контура использования теплоты во вторичный.

Оставшаяся энергия (E_{yT}) предназначена для утилизации во вторичном двигателе. Однако во время отмеченного выше перехода структура потока E_{yT} изменяется. Уходящая из первичного контура энергия

$$E_{yT} = (E_{xT} - E_{xT}^{oc}) + (A_{пс} - A_{пс}^{oc}) = E_{x_{вкит}} + A_{пс_{вкит}} \quad (26)$$

Подводимая к рабочему телу вторичного двигателя

$$E_{yT} = (E_{xT} - E_{xT}^{oc} - D) + (A_{пс} - A_{пс}^{oc} + D) = E_{x_{yT}} + A_{yT} \quad (27)$$

Рассмотренные ранее характеристики энергии потока продуктов сгорания в использованном виде трудно обозримы, неудобны для сравнительной оценки различных вариантов УДИТ и не носят обобщенный характер. Чтобы исключить отмеченные недостатки, изменим форму представления этих характеристик.

Воспользуемся системой балансовых уравнений :

$$ex_{yT} = e_{пс} - ex_x - ex_T^{oc} - d - a_{пс}; \quad (28)$$

$$ex_{yT} = q_{пс} - ex_T^{oc} - d - a_{пс}; \quad (29)$$

$$ex_{yT} = ex_{пс} - ex_x - ex_T^{oc} - d \quad (30)$$

Очевидно, что первое из них описывает энергетическую картину рассматриваемого процесса во всей полноте, второе является энергоэнергетическим балансом теплового потока от продуктов сгорания к рабочему телу вторичного двигателя, а третье - их эксергетическим балансом.

После деления уравнения (28) на $e_{пс}$, формулы (29) - на $q_{пс}$, а выражения (30) - на $ex_{пс}$, указанные зависимости примут вид :

$$f_e = 1 - \delta_e^x - \delta_e^{oc} - \delta_e^d - \delta_e^a; \quad (31)$$

$$f_q = 1 - \delta_q^{oc} - \delta_q^d - \delta_q^a; \quad (32)$$

$$f_{ex} = 1 - \delta_{ex}^x - \delta_{ex}^{oc} - \delta_{ex}^d. \quad (33)$$

Полученные безразмерные величины имеют вполне определенный физический смысл. f_e - это доля эксергии, которая может быть передана во вторичный контур, во всей

энергии потока продуктов сгорания. Поскольку $\mathbf{ex}_{\text{ут}}$ представляет собой удельное количество энергии, которое принципиально может быть преобразовано в работу, назовем \mathbf{f}_e потенциальной степенью использования энергии потока продуктов сгорания. По аналогии \mathbf{f}_q может быть названа потенциальной степенью использования потока теплоты продуктов сгорания, а параметр \mathbf{f}_{ex} - потенциальной степенью использования эксергии продуктов сгорания.

Параметры $\delta_i^x, \delta_i^{oc}, \delta_i^d$ и δ_i^a являются относительными величинами потерь соответственно химической, термической составляющих эксергии, ее диссипации и анергии продуктов сгорания.

К рассмотренным величинам целесообразно добавить эксергетические характеристики потока теплоты продуктов сгорания ($\mathbf{v}_{\text{пс}} = \frac{\mathbf{ex}_{\text{ут}}}{\mathbf{q}_{\text{пс}}}$) и утилизируемой теплоты

$$(\mathbf{v}_{\text{ут}} = \frac{\mathbf{ex}_{\text{ут}}}{\mathbf{q}_{\text{ут}}}).$$

При анализе структуры энергии потока продуктов сгорания, составляющие будем исследовать в относительной (безразмерной) форме, используя в качестве масштаба отнесения произведение $\mathbf{m}_{\text{пс}} \mathbf{R}_{oc} \mathbf{T}_{oc}$.

Для удобства обозрения все показатели сведены в таблице 9. С помощью этих характеристик можно проводить детальный анализ структуры энергии потока продуктов сгорания, фиксируя потери работоспособности, обусловленные теми или иными причинами.

Очевидно, что исследование всех показанных в таблице характеристик полезно лишь в методическом плане. С практической точки зрения важно отчетливо представлять изменения, происходящие только с эксергией продуктов сгорания, так как энергию последних предполагается использовать для производства работы.

При этом потоки эксергии целесообразно интерпретировать еще и через количество топлива, расход которого эквивалентен рассматриваемым потокам. Химическую эксергию для основных технически важных веществ можно определить, пользуясь методами, изложенными в монографиях [16,83].

Система показателей для оценки энергии потока продуктов сгорания

Параметр	Обозначение	Формула
Потенциальная степень использования энергии потока продуктов сгорания	f_e	$\frac{Ex_{yt}}{ E_{пс} } = \frac{ex_{yt}}{ e_{пс} }$
Потенциальная степень использования теплоты продуктов сгорания	f_q	$\frac{Ex_{yt}}{ Q_{пс} } = \frac{ex_{yt}}{ q_{пс} }$
Потенциальная степень использования эксергии продуктов сгорания	f_{ex}	$\frac{Ex_{yt}}{ Ex_{пс} } = \frac{ex_{yt}}{ ex_{пс} }$
Относительные потери работоспособности, вызванные: - потерями термической составляющей эксергии	δ_e^{oc}	$\frac{Ex_T^{oc}}{E_{пс}} = \frac{ex_T^{oc}}{e_{пс}}$
	δ_q^{oc}	$\frac{Ex_T^{oc}}{Q_{пс}} = \frac{ex_T^{oc}}{q_{пс}}$
	δ_{ex}^{oc}	$\frac{Ex_T^{oc}}{Ex_{пс}} = \frac{ex_T^{oc}}{ex_{пс}}$
- потерями механической составляющей эксергии	δ_e^p	$\frac{Ex_p}{E_{пс}} = \frac{ex_p}{e_{пс}}$
	δ_q^p	$\frac{Ex_p}{Q_{пс}} = \frac{ex_p}{q_{пс}}$
	δ_{ex}^p	$\frac{Ex_p}{Ex_{пс}} = \frac{ex_p}{ex_{пс}}$
- потерями химической составляющей эксергии	δ_e^x	$\frac{Ex_x}{E_{пс}} = \frac{ex_x}{e_{пс}}$
	δ_q^x	$\frac{Ex_x}{Q_{пс}} = \frac{ex_x}{q_{пс}}$
	δ_{ex}^x	$\frac{Ex_x}{Ex_{пс}} = \frac{ex_x}{ex_{пс}}$
- диссипацией эксергии	δ_e^d	$\frac{D}{E_{пс}} = \frac{d}{e_{пс}}$
	δ_q^d	$\frac{D}{Q_{пс}} = \frac{d}{q_{пс}}$
	δ_{ex}^d	$\frac{D}{Ex_{пс}} = \frac{d}{ex_{пс}}$
- наличием энергии в энергии потока продуктов сгорания	δ_e^a	$\frac{A_{пс}}{E_{пс}} = \frac{a_{пс}}{e_{пс}}$
	δ_q^a	$\frac{A_{пс}}{Q_{пс}} = \frac{a_{пс}}{q_{пс}}$
Эксергетическая характеристика потока теплоты продуктов сгорания	$v_{пс}$	$\frac{Ex_T}{Q_{пс}} = \frac{ex_T}{q_{пс}}$
Эксергетическая характеристика утилизируемой теплоты	v_{yt}	$\frac{Ex_{yt}}{Q_{yt}} = \frac{ex_{yt}}{q_{yt}}$

Величины химической эксергии моторного топлива приведены в работе [90]. Для приближенной ее оценки можно использовать соотношение [80]

$$E_{x_o} = 1,065Q_H^P \quad (34)$$

$$E_{x_o} = 1,064Q_H^P \text{ (дизельное топливо)}; \quad (35)$$

$$E_{x_o} = 1,067Q_H^P \text{ (бензин)}; \quad (36)$$

$$E_{x_o} = 1,039Q_H^P \text{ (керосин)}, \quad (37)$$

где Q_H^P - теплота сгорания топлива.

Количество топлива, которое требуется, чтобы обеспечить 1 кг продуктов сгорания эксергией $E_{x_{пс}}$, определяется отношением

$$q_{\text{топл}} = \frac{E_{x_{пс}}}{E_{x_o}} \text{ кг топлива / кг ПС} \quad (38)$$

Очевидно, что $q_{\text{топл}}$ представляет собой перерасход топлива, вызванный потерями эксергии с потоком продуктов сгорания [91,92].

При этом произведение $q_{\text{топл}} \cdot \delta_{ex}^x$ - составляет перерасход обусловленный потерями химической эксергии ; $q_{\text{топл}} \cdot \delta_{ex}^{oc}$ - потерями эксергии в окружающую среду (внешними потерями эксергии продуктов сгорания); $q_{\text{топл}} \cdot \delta_{ex}^d$ - диссипацией эксергии продуктов сгорания (внутренними ее потерями).

Имея конечной целью определение работоспособности продуктов сгорания, выбрасываемых ГЭУ, и возможности ее использования во вторичном двигателе, получим зависимости в удельной форме для расчета составляющих потока газов, показанного на рис. 21, исключив из них химическую эксергию.

Как отмечалось выше при полном сгорании она представляет собой лишь концентрационную эксергию, которая технически доступными средствами сегодня утилизирована быть не может.

Полное количество теплоты, которая отводится от продуктов сгорания в рассматриваемом случае при их охлаждении до температуры окружающей среды , можно представить в виде

$$|q_{пс}| = c_{p_{пс}} \cdot (T_{пс} - T_{oc}) = \frac{kR_{пс} T_{oc}}{k-1} \left(\frac{T_{пс}}{T_{oc}} - 1 \right) \quad (39)$$

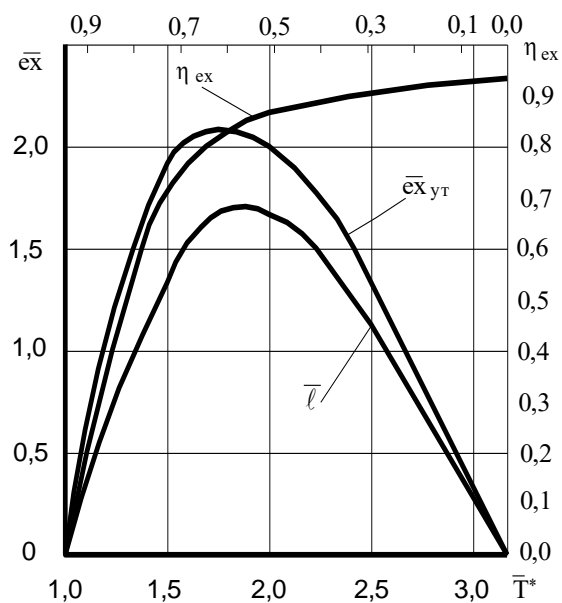


Рис. 21. Зависимость эксергии, теряемой с продуктами сгорания от температуры процесса подвода теплоты к рабочему телу вторичного двигателя

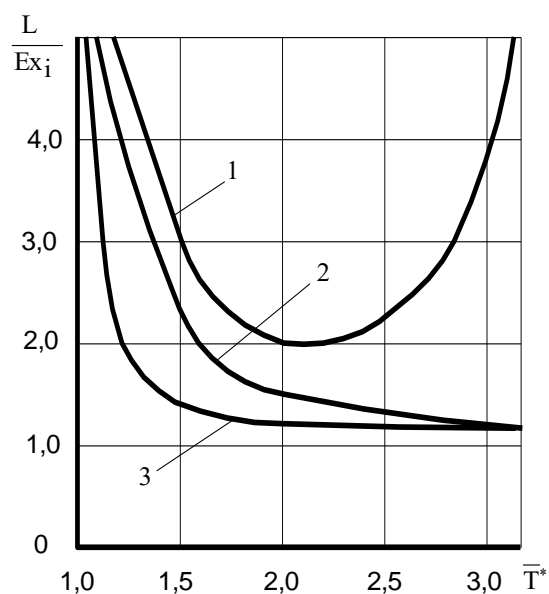


Рис.22. Удельные значения расхода эксергии вторичным двигателем: 1- расход эксергии ПС; 2 – расход эксергии, отданной ПС рабочему телу ВД; 3 – расход эксергии, полученной рабочим телом ВД

Анергия этих продуктов сгорания определяется по уравнению

$$|a_{пс}| = T_{oc} \cdot \Delta s = T_{oc} \cdot c_{p_{пс}} \cdot \ln \frac{T_{пс}}{T_{oc}} = \frac{kR_{пс} T_{oc}}{k-1} \cdot \ln \frac{T_{пс}}{T_{oc}} \quad (40)$$

Следовательно

$$|ex_T| = |q_{пс}| - |a_{пс}| = \frac{kR_{пс} T_{ос}}{k-1} \left(\frac{T_{пс}}{T_{ос}} - \ln \frac{T_{пс}}{T_{ос}} - 1 \right) \quad (41)$$

Удельная теплота, которая отводится от продуктов сгорания для последующим использованием (т. е. на участке **1 - а** - см. рис. 18)

$$|q_{вкит}| = |q_{пс}| \cdot \xi_q = \frac{\xi_q kR_{пс} T_{ос}}{k-1} \left(\frac{T_{пс}}{T_{ос}} - 1 \right) \quad (42)$$

Очевидно, что анергия этого теплового потока

$$|a_{вкит}| = T_{ос} \cdot c_{p\ пс} \cdot \ln \frac{T_{пс}}{T^*} = \frac{kR_{пс} T_{ос}}{k-1} \cdot \ln \frac{T_{пс}}{T^*} \quad (43)$$

Отсюда

$$|ex_{вкит}| = |q_{вкит}| - |a_{вкит}| = \frac{kR_{пс} T_{ос}}{k-1} \left[\xi_q \left(\frac{T_{пс}}{T_{ос}} - 1 \right) - \ln \frac{T_{пс}}{T^*} \right] \quad (44)$$

Принимая во внимание допущение, сделанное ранее, о равенстве $q_{вкит}$ и $q_{ут}$, эксергию, полученную рабочим телом можно найти из уравнения

$$ex_{ут} = q_{ут} \cdot \tau_{e_{ут}} = \frac{\xi_q kR_{пс} T_{ос}}{k-1} \left(\frac{T_{пс}}{T_{ос}} - 1 \right) \cdot \left(1 - \frac{T_{ос}}{T^*} \right), \quad (45)$$

где $\tau_{e_{ут}} = 1 - \frac{T_{ос}}{T^*}$ - коэффициент Карно.

Соответственно

$$a_{ут} = q_{ут} - ex_{ут} = \frac{\xi_q kR_{пс} T_{ос}}{k-1} \left(\frac{T_{пс}}{T_{ос}} - 1 \right) \cdot \frac{T_{ос}}{T^*} \quad (46)$$

Зависимости (41), (44) и (45) позволят получить полное представление о количестве эксергии, теряемой с продуктами сгорания, отводимой от них для последующего использования, если температура передаваемая рабочему телу вторичного двигателя равна T^* (см. рис. 18), и эксергии, поступающей в во вторичный двигатель.

Как уже отмечалось, на величину последней решающее влияние оказывает доля теплоты, отводимой из ДВС для последующего использования, в теряемой продуктами сгорания теплоте. А эта доля, в свою очередь, определяется температурой T^* , при которой теплота из первичного контура передается во вторичный.

Из рис. 21 видно, что кривая $\bar{e}_{X_{ут}} = f(\bar{T}^*)$ имеет экстремум, соответствующий

$\bar{T}^* \approx 1,75$.

Однако, передаваемая рабочему телу вторичного двигателя эксергия предназначена для дальнейшего преобразования в механическую энергию. Это обстоятельство накладывает свой отпечаток на выбор оптимальной величины температуры T^* , природа которого заключается в следующем.

Любой тепловой двигатель не способен трансформировать в работу, всю сообщенную ему с теплотой эксергию. В соответствии со вторым законом термодинамики, часть полученной теплоты (а, следовательно, и эксергии) должна быть отдана некоторому теплоприемнику. Если теплота от рабочего тела передается в систему охлаждения при температуре большей, чем температура окружающей среды, то этот поток теплоты будет уносить с собой и некоторое количество эксергии. Следовательно, удельная работа, производимая вторичным двигателем, может быть определена как разность

$$\ell = ex_{ут} - ex_{охл} \quad (47)$$

где $ex_{охл}$ - удельная эксергия, передаваемая от рабочего тела вторичного двигателя в его систему охлаждения.

Термодинамическая эффективность преобразования, происходящего во внутреннем контуре двигателя, оценивается эксергетическим КПД. Величина этого КПД для данной конструкции внутреннего контура зависит от температурных условий, при которых рабочее тело вторичного двигателя получает и отдает теплоту.

Оценим влияние температурных уровней этих процессов на величину эксергетического КПД (η_{ex}).

По смыслу

$$\eta_{ex} = \frac{\ell}{ex_{ут}} = \frac{ex_{ут} - ex_{охл}}{ex_{ут}} = 1 - \frac{ex_{охл}}{ex_{ут}} \quad (48)$$

Здесь :

$$ex_{ут} = q_{ут} \cdot \left(1 - \frac{T_{ос}}{T^*} \right); \quad (49)$$

$$ex_{охл} = q_{охл} \cdot \left(1 - \frac{T_{ос}}{T_{min}^{рт}} \right), \quad (50)$$

где $q_{охл}$ - удельное количество теплоты, уходящей в систему охлаждения вторичного двигателя;

T_{\min}^{PT} - температура рабочего тела вторичного двигателя, при которой теплота отводится от него в систему охлаждения.

Если считать, что во вторичном двигателе реализуется цикл расширительной машины с постоянным давлением, то уравнение (48) с учетом зависимости (49) и (50) может быть представлено в форме

$$\eta_{\text{ex}} = 1 - \frac{\left(\frac{T_{\min}^{\text{PT}}}{T_0} - 1 \right)}{\left(\frac{T^*}{T_{\text{oc}}} - 1 \right)} \quad (51)$$

На рис. 1.15 показано изменение η_{ex} в функции \bar{T}^* (в расчетах принято $T_{\min}^{\text{PT}} = 330 \text{ K}$). Как видно, до значений $\bar{T}^* \approx 1,7$ КПД существенно увеличивается с ростом температуры \bar{T}^* достигая 80 %. Затем повышение η_{ex} замедляется и при $\bar{T}^* = 3,24$ ($T^* = T_{\text{nc}}$) составляет 94 %.

Иначе ведет себя работа цикла, определяющая мощность пневматического двигателя (см. рис. 22). Объясняется это тем, что с изменением T^* меняется и количество подводимой к рабочему телу эксергии (ex_{yT}). Совместный учет термодинамической эффективности цикла и количества вводимой в него эксергии приводит к следующим результатам с точки зрения, производимой за цикл работы.

С увеличением \bar{T}^* от 1 до 1,9 ℓ быстро растет, достигая максимального значения (примерно 1,7). Затем (при дальнейшем повышении T^*) почти столь же интенсивно уменьшается и при $T^* = T_{\text{nc}}$ становится равной нулю, т. к. в этот момент рабочее тело двигателя перестает получать эксергию от продуктов сгорания. Поскольку в расчетах было принято, что $T_{\text{oc}} = 293 \text{ K}$, то оказывается, что в рассматриваемом случае ℓ достигает максимума при $T^* = 498 \text{ K}$.

Совершенно очевидно, что такой максимальной температуры рабочего тела достаточно для функционирования пневматического двигателя, в котором часть вырабатываемой двигателем мощности расходуется на преодоление механического трения, гидравлических сопротивлений во внутреннем контуре и на подачу сжатого воздуха в цилиндр. В исследо-

ваниях, например, пневматический двигатель начинал повышать мощность при температуре продуктов сгорания близкой к 630 К. Поэтому, эффективное использование тепловой энергии возможна только при \bar{T}^* больше 2,2.

Изложенные факты приводят к выводу о том, что для обеспечения наибольшей мощности утилизатора при минимальном расходе термической эксергии продуктов сгорания температура процесса передачи теплоты от них к рабочему телу вторичного двигателя должна быть повышена до определенного уровня, при котором возможна устойчивая работа используемого двигателя.

Сделанный вывод обуславливает специфическое требование к системе передачи теплоты от продуктов сгорания к рабочему телу вторичного двигателя: для обеспечения эффективного использования теплоты продуктов сгорания первичного двигателя независимо от их температуры, передача теплоты должна происходить при неизменной близкой к максимальной температуре, обеспечивающей его устойчивую работу.

Характерно, что теряемая с продуктами сгорания энергия достаточно высокопотенциальная. И доля термической эксергии в теряемой теплоте составляет в среднем практически 50 %.

Потенциальная степень использования этой эксергии лежит в диапазоне 25-30 % .

Утилизация термической эксергии продуктов сгорания во вторичном контуре позволяет получить экономию 4-6 г топлива и дополнительную мощность 55-71 Вт на каждый килограмм продуктов сгорания (графы 5 и 6 соответственно).

2.6 Работоспособность продуктов сгорания, выбрасываемых силовыми и теплоиспользующими установками мобильной техники

Очевидно, что количество и качество энергии, выбрасываемой из силовых или теплоиспользующих установок с ПС, определяется характером совершающихся в них процессов. Рассмотрим взаимосвязь между особенностями явлений, происходящих в ПКИТ, и энергией ПС,

Оценку указанной взаимосвязи в системах, включающих силовые установки, следует провести прежде всего на основе анализа их обратимых термодинамических циклов. Эти циклы представляют собой "скелет" рабочего процесса, полностью освобожденного от всех потерь, кроме тех, которые связаны с требованиями второго закона термодинамики, обуславливающими обязательный отвод теплоты от рабочего тела внешнему теплоприемнику.

Только такой анализ может дать правильное, неискаженное различными техническими причинами, представление о взаимосвязи условий реализации цикла с теряемой

вовне силовой установкой энергией [44].

Принимаемые при рассмотрении обратимых термодинамических циклов допущения [44] позволяют выделить влияние факторов, которые определяют количество теряемой рабочим телом энергии в том или ином варианте цикла, при тех или иных условиях его организации, отвлекаясь от потерь, связанных с неполнотой сгорания, особенностями систем охлаждения, смазки и т.п. Другими словами, из рассмотрения исключаются все факторы, обусловленные свойствами данной конкретной конструкции. Это весьма важно для решения чисто термодинамических вопросов, связанных с исследуемой проблемой.

На рис.23 показан обобщенный цикл поршневого ДВС. Он соответствует работе бескомпрессорного двигателя с воспламенением от сжатия (бескомпрессорного дизеля). Для исследуемой ситуации поршневой ДВС является ПКИТ. Отвод теплоты q_2 от рабочего тела в таком цикле осуществляется по изохоре **5-1**. Однако отбор теплоты с целью ее дальнейшей утилизации происходит в выпускном коллекторе при постоянном давлении, соответствующем давлению окружающей среды.

С минимальной степенью идеализации можно считать, что падение давления ПС до p_{oc} после открытия выхлопного клапана происходит настолько быстро, что теплообмен газа с окружающей средой в этот промежуток времени практически исключается. Тогда состояние ПС, соответствующее началу теплоотвода во ВКИТ на рис.23 изобразится т.б.

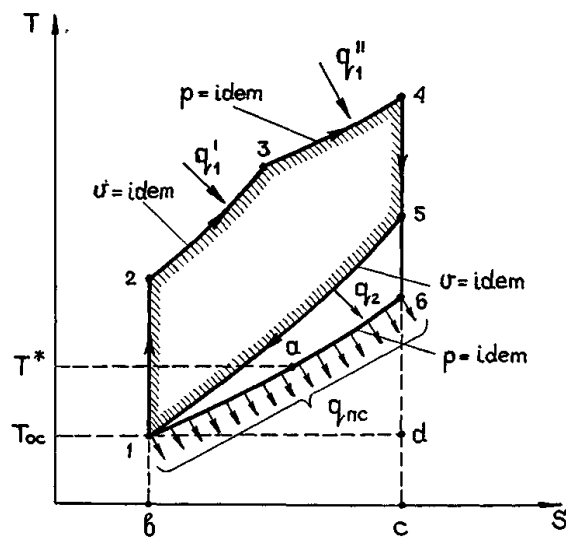


Рис. 23. Обобщенный термодинамический цикл четырехтактных ДВС

Напомним, что энергия, теряемая в процессе расширения ПС на участке **5-6**, может быть утилизирована. Соответствующее количество эксергии (механическая составляющая эксергии ПС) определяется из уравнения (18). Учитывая, что в рассматриваемом случае

$$T_{oc}=T_1, p_{oc} = p_1, p_{nc}=p_5 \text{ и } \frac{p_5}{p_1} = \lambda \rho^k ,$$

окончательно имеем:

$$ex_p = R_{nc} \cdot T_1 \cdot \ell_n \left(\lambda \rho^k \right) (52)$$

Количество теплоты, отводимой из первичного контура (q_{nc}), будет эквивалентно площади **-в-1-6-с** (рис.23).

Используя известные термодинамические зависимости, отведенную из первичного контура удельную теплоту можно представить в виде

$$|q_{nc}| = \frac{\kappa R_{nc} T_1}{\kappa - 1} \left(\rho \lambda^{\frac{1}{\kappa}} - 1 \right) (53)$$

где $\lambda = \frac{p_3}{p_2}$ - степень повышения давления;

$\rho = \frac{v_4}{v_3}$ - степень предварительного расширения.

С другой стороны,

$$|q_{nc}| = \bar{T}_{отв} \cdot \Delta S_{6-1} = \bar{T}_{отв} \cdot c_{p_{nc}} \cdot \ell_n \frac{T_6}{T_1} = \bar{T}_{отв} \cdot \frac{\kappa R_{nc}}{\kappa - 1} \cdot \ell_n \left(\rho \lambda^{\frac{1}{\kappa}} \right) (54)$$

где $\bar{T}_{отв}$ - средняя термодинамическая температура процесса отвода теплоты.

Из равенства правых частей уравнений (53) и (54) следует, что

$$\bar{T}_{отв} = T_1 \frac{\rho \lambda^{\frac{1}{\kappa}} - 1}{\ell_n \left(\rho \lambda^{\frac{1}{\kappa}} \right)} (55)$$

Средняя термодинамическая эксергетическая функция процесса отвода теплоты после несложных преобразований определится зависимостью

$$\bar{\tau}_{e_{\text{отв}}} = \frac{\rho\lambda^{\frac{1}{\kappa}} - \ell_n \left(\rho\lambda^{\frac{1}{\kappa}} \right) - 1}{\frac{1}{\rho\lambda^{\frac{1}{\kappa}} - 1}} \quad (56)$$

Поскольку термическая составляющая эксергии ПС

$$ex_T = q_{\text{пс}} \cdot \bar{\tau}_{e_{\text{отв}}},$$

в результате подстановки (53) и (56) и ряда преобразований получим

$$|ex_T| = \frac{\kappa R_{\text{пс}} T_1}{\kappa - 1} \cdot \left[\rho\lambda^{\frac{1}{\kappa}} - \ell_n \left(\rho\lambda^{\frac{1}{\kappa}} \right) - 1 \right] \quad (57)$$

На рис.23 эта эксергия эквивалентна площади **1-6-d**. Удельная теплота, которая отводится от ПС для последующей утилизации (т.е. на участке **6-a**), определяется по формуле

$$|q_{\text{вкит}}| = \xi_Q \cdot c_{p_{\text{пс}}} (T_6 - T_1) = \xi_Q \frac{\kappa R_{\text{пс}} T_1}{\kappa - 1} \left(\rho\lambda^{\frac{1}{\kappa}} - 1 \right) \quad (57)$$

С другой стороны,

$$q_{\text{вкит}} = \bar{T}_{6-\alpha} \cdot \Delta S_{6-\alpha} \quad (59)$$

Легко показать, что

$$T^* = T_1 + (1 - \xi_Q) \cdot (T_6 - T_1) = T_1 \left[(1 - \xi_Q) \cdot \rho\lambda^{\frac{1}{\kappa}} + \xi_Q \right] \quad (60)$$

Тогда

$$|\Delta S_{6-\alpha}| = c_{p_{\text{пс}}} \cdot \ell_n \frac{T_6}{T^*} = \frac{\kappa R_{\text{пс}}}{\kappa - 1} \left\{ \ell_n \left(\rho\lambda^{\frac{1}{\kappa}} \right) - \ell_n \left[(1 - \xi_Q) \rho\lambda^{\frac{1}{\kappa}} + \xi_Q \right] \right\}$$

(61)

Принимая во внимание уравнения (59) и (61), имеем

$$\bar{T}_{6-\alpha} = \frac{\xi_Q T_1 \left(\rho \lambda^{\frac{1}{\kappa}} - 1 \right)}{\ln \left(\rho \lambda^{\frac{1}{\kappa}} \right) - \ln \left[(1 - \xi_Q) \rho \lambda^{\frac{1}{\kappa}} + \xi_Q \right]} \quad (62)$$

Средняя термодинамическая эксергетическая функция для рассматриваемого процесса определится выражением

$$\bar{\tau}_{e_{отв}}^* = \frac{\bar{T}_{6-\alpha} - T_1}{\bar{T}_{6-\alpha}} = \frac{\xi_Q \left(\rho \lambda^{\frac{1}{\kappa}} - 1 \right) - \ln \left(\rho \lambda^{\frac{1}{\kappa}} \right) + \ln \left[(1 - \xi_Q) \rho \lambda^{\frac{1}{\kappa}} + \xi_Q \right]}{\xi_Q \left(\rho \lambda^{\frac{1}{\kappa}} - 1 \right)} \quad (63)$$

С учетом того, что $eX_{вкит} = q_{вкит} \cdot \bar{\tau}_{e_{отв}}^*$ имеем

$$|eX_{вкит}| = \frac{\xi_Q \kappa R_{пс} T_1}{\kappa - 1} \left\{ \xi_Q \left(\rho \lambda^{\frac{1}{\kappa}} - 1 \right) - \ln \left(\rho \lambda^{\frac{1}{\kappa}} \right) + \ln \left[(1 - \xi_Q) \rho \lambda^{\frac{1}{\kappa}} + \xi_Q \right] \right\} \quad (64)$$

В ходе подвода теплоты к рабочему телу утилизационной установки

$$\bar{\tau}_{e_{ут}} = \frac{T^* - T_1}{T^*} = \frac{(1 - \xi_Q) \rho \lambda^{\frac{1}{\kappa}} + \xi_Q - 1}{(1 - \xi_Q) \rho \lambda^{\frac{1}{\kappa}} + \xi_Q} \quad (65)$$

Тогда полученная вторичным контуром эксергия определится выражением

$$|eX_{ут}| = q_{ут} \cdot \bar{\tau}_{e_{ут}} = \frac{\xi_Q \kappa R_{пс} T_1 \left(\rho \lambda^{\frac{1}{\kappa}} - 1 \right) \left[(1 - \xi_Q) \rho \lambda^{\frac{1}{\kappa}} + \xi_Q - 1 \right]}{(\kappa - 1) \left[(1 - \xi_Q) \rho \lambda^{\frac{1}{\kappa}} + \xi_Q \right]} \quad (66)$$

Диссипация эксергии в процессе перехода теплоты из первичного контура ее использования во вторичный может быть найдена как разность $|ex_{вкит}|$ и $ex_{ут}$.

Очевидно, что, вычислив предварительно ex_x и ex_p , с помощью уравнений (53), (57), (59), (64) и (66) можно найти все характеристики, необходимые для оценки энергии потока ПС в бескомпрессорном дизеле.

Для карбюраторных двигателей в случае, когда $\rho=1$, пять последних уравнений будут иметь вид:

$$|q_{ПС}| = \frac{\kappa R_{ПС} T_1}{\kappa - 1} \left(\lambda^{\frac{1}{\kappa}} - 1 \right) \quad (67)$$

$$|ex_T| = \frac{\kappa R_{ПС} T_1}{\kappa - 1} \left[\lambda^{\frac{1}{\kappa}} - \ell_n \lambda^{\frac{1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (68)$$

$$|ex_{вкит}| = \frac{\xi_Q \kappa R_{ПС} T_1}{\kappa - 1} \left\{ \xi_Q \left(\lambda^{\frac{1}{\kappa}} - 1 \right) - \ell_n \lambda^{\frac{1}{\kappa}} + \ell_n \left[(1 - \xi_Q) \lambda^{\frac{1}{\kappa}} + \xi_Q \right] \right\} \quad (69)$$

$$|q_{вкит}| = \frac{\xi_Q \kappa R_{ПС} T_1}{\kappa - 1} \left(\lambda^{\frac{1}{\kappa}} - 1 \right) \quad (70)$$

$$|ex_{ут}| = \frac{\xi_Q \kappa R_{ПС} T_1 \left(\lambda^{\frac{1}{\kappa}} - 1 \right) \left[(1 - \xi_Q) \lambda^{\frac{1}{\kappa}} + \xi_Q - 1 \right]}{(\kappa - 1) \left[(1 - \xi_Q) \lambda^{\frac{1}{\kappa}} + \xi_Q \right]} \quad (71)$$

Для компрессорных дизелей (в случае, когда $\lambda=1$):

$$|q_{ПС}| = \frac{\kappa R_{ПС} T_1}{\kappa - 1} (\rho - 1) \quad (72)$$

$$|ex_T| = \frac{\kappa R_{ПС} T_1}{\kappa - 1} (\rho - \ell_n \rho - 1) \quad (73)$$

$$|q_{вкит}| = \frac{\xi_Q \kappa R_{ПС} T_1}{\kappa - 1} (\rho - 1) \quad (74)$$

$$|\epsilon_{\text{вкит}}| = \frac{\xi_Q k R_{\text{пс}} T_1}{\kappa - 1} \left\{ \xi_Q (\rho - 1) - \ell_n \rho + \ell_n [(1 - \xi_Q) \rho + \xi_Q] \right\} \quad (75)$$

Изображенный на рис.23 цикл соответствует работе четырехтактных двигателей. Обобщенный цикл двухтактного поршневого ДВС отличается от него тем, что отвод теплоты q_2 здесь происходит по политропе с показателем $0 < n < \infty$. Очевидно, что это приводит к уменьшению механической составляющей эксергии ПС (т.к. уменьшается разница давлений $P_5 - P_{\text{ос}}$). На характере же процесса отвода теплоты во вторичный контур теплоиспользования, на ее эксергии эти изменения не сказываются. Остается неизменной и химическая эксергия ПС. Поэтому все зависимости, рассмотренные выше, полностью справедливы и для двухтактных ДВС.

Рис.24 иллюстрируют изменение структуры энергии потока ПС, выбрасываемых бескомпрессорным дизелем, в зависимости от степени повышения давления, степени предварительного расширения и доли теплоты, отводимой из первичного контура использования теплоты. На рисунках приняты следующие обозначения: 1 - утилизируемая эксергия; 2 - диссипация эксергии; 3 - потери термической эксергии ПС в окружающую среду; 4 - химическая эксергия ПС; 5 - механическая эксергия ПС; 6 - анергия ПС.

Значения всех составляющих приведены в относительной форме:

$$\bar{\epsilon}_{\text{пс}} = \frac{E_{\text{пс}}}{m_{\text{пс}} R_{\text{пс}} T_{\text{ос}}}; \quad \bar{\epsilon}_{\text{х}_i} = \frac{E_{\text{х}_i}}{m_{\text{пс}} R_{\text{пс}} T_{\text{ос}}}; \quad \bar{d} = \frac{D}{m_{\text{пс}} R_{\text{пс}} T_{\text{ос}}}$$

При этом следует иметь в виду, что?

- $(\bar{\epsilon}_{\text{х}_{\text{ут}}} + \bar{d})$ представляет собой эксергию теплоты, которая отводится от ПС для последующей утилизации ($\bar{\epsilon}_{\text{вкит}}$);

- $(\bar{\epsilon}_{\text{х}_{\text{ут}}} + \bar{d} + \bar{\epsilon}_{\text{х}_{\text{т}}}^{\text{ос}})$ является термической составляющей эксергии ПС.

Из рис.24а и рис.24б видно, что влияние степени повышения давления и степени предварительного расширения на отдельные составляющие энергии потока ПС качественно весьма схоже - все составляющие с ростом λ и ρ увеличиваются. Некоторое различие заключается в том, что с повышением λ интенсивность изменения $\bar{\epsilon}_{\text{пс}}$, $\bar{\epsilon}_{\text{х}_i}$ и \bar{d} несколько замедляется, а с возрастанием ρ - становится все заметнее.

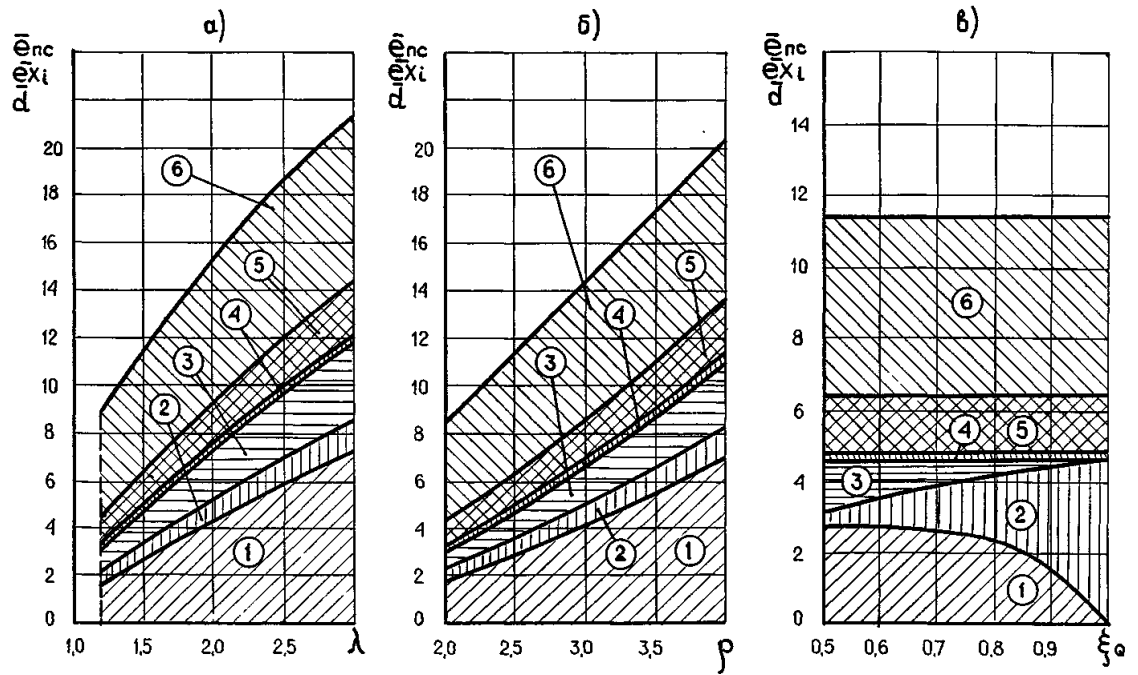


Рис.24. Зависимость структуры энергии потока продуктов сгорания топлива в бескомпрессорном дизеле от: а – степени повышения давления ($\rho=2,5$; $\xi_Q=0,6$); б – степени предварительного расширения ($\lambda=1,5$; $\xi_Q=0,6$); в – доли теплоты, отводимой из ПКИТ ($\lambda=1,5$; $\rho=2,5$)

Наиболее существенные изменения происходят с $\overline{eX_{\text{УТ}}}$. В диапазоне λ от 1,5 до 3,0 эта часть эксергии увеличивается в 6,07 раза. Повышение ρ от 2,0 до 3,5 приводит к росту $\overline{eX_{\text{УТ}}}$ в 3,25 раза. Остальные составляющие энергии ПС зависят от степени повышения давления и степени предварительного расширения менее заметно. В частности, диссипация эксергии при передаче ее из ПКИТ во вторичный контур увеличивается в 2,03 и 2,07 раза, анергия - в 1,57 и 1,49 раза соответственно.

Отмеченная особенность является благоприятным фактом и причиной того, что потенциальная степень использования энергии и эксергии потока ПС с ростом λ и ρ увеличивается (рис.25а и 25б).

Относительные потери работоспособности, связанные с диссипацией, неиспользованием химической и механической составляющей сокращаются. Происходит это на фоне возрастания внешних потерь термической эксергии. Однако эксергетические характеристики и отбросной теплоты ПС и утилизируемой теплоты улучшаются.

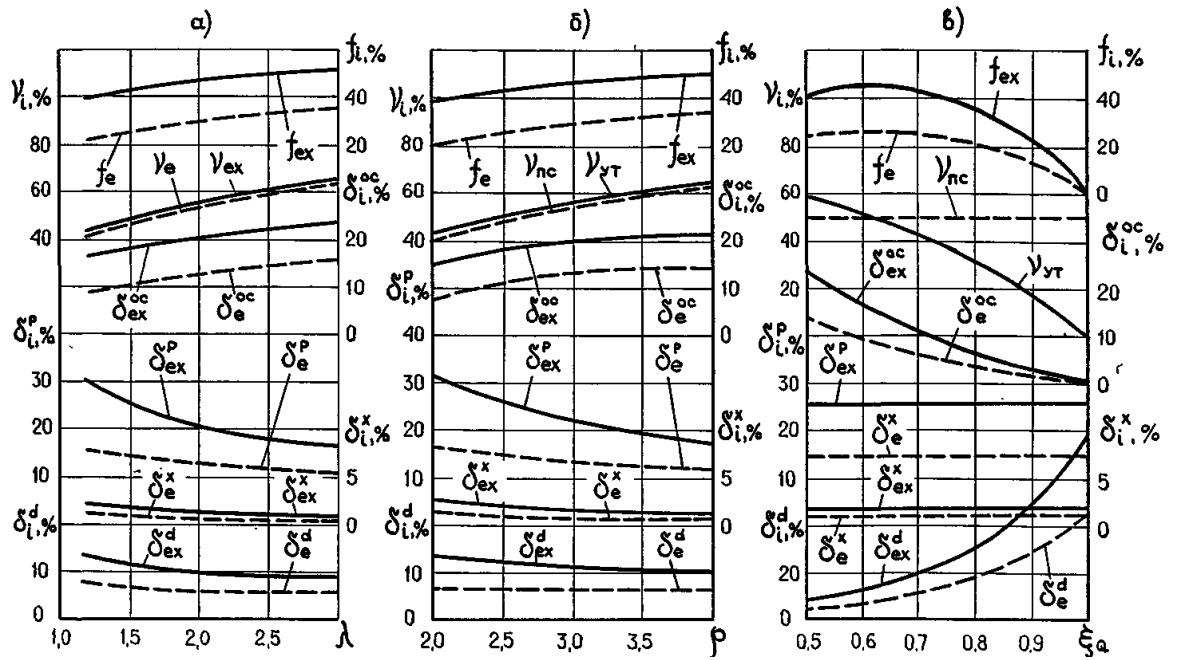


Рис.25. Зависимость характеристик энергии потока продуктов сгорания топлива в бескомпрессорном дизеле от: а – степени повышения давления ($\rho=2,5; \xi_Q=0,6$); б – степени предварительного расширения ($\lambda=1,5; \xi_Q=0,6$); в – доли теплоты, отводимой из ПКИТ ($\lambda=1,5; \rho=2,5$)

Отмеченные изменения в структуре энергии потока ПС объясняют характер взаимосвязи перерасхода топлива с рассматриваемыми параметрами рабочего процесса (рис.26а и 26б), На этих рисунках приняты следующие обозначения:

\mathcal{G}^{yt} - количество перерасходованного в первичном контуре топлива, которое может потратиться на получение полезной работы во вторичном контуре при условии полного использования $e_{Хyt}$;

$\mathcal{G}_{пер}^{yt}$ - перерасход топлива в первичном контуре, обеспечивший энергией выбрасываемые из него ПС;

$\mathcal{G}_{пер}^d$ - перерасход топлива, связанный с диссипацией эксергии, при ее передаче из первичного контура во вторичный;

$\mathcal{G}_{пер}^{oc}$ - перерасход топлива, обусловленный потерей части термической эксергии в окружающую среду;

$\mathcal{G}_{пер}^x$ - перерасход топлива, обеспечивши химическую составляющую эксергии.

Все перерасходы на рис. 26а, 26б и других рисунках, где они приведены, имеют размерность г топлива на кг ПС.

Показанные на рис.26а и 26б кривые позволяют дифференцированно оценить перерасход топлива за счет каждой составляющей энергии потока ПС и проследить его изменение в зависимости от степени повышения давления и степени предварительного расширения.

Кроме перерасхода топлива на этих рисунках показана мощность (приходящаяся на 1 кг ПС), которая может быть получена в случае полной утилизации эксергии $e_{\text{ут}}$, т.е. в случае использования топлива $\epsilon^{\text{ут}}$. Как видно, при $\lambda=1,5$; $\rho=2,5$ и $\xi_Q=0,6$ она составляет примерно 65 Вт/кг ПС.

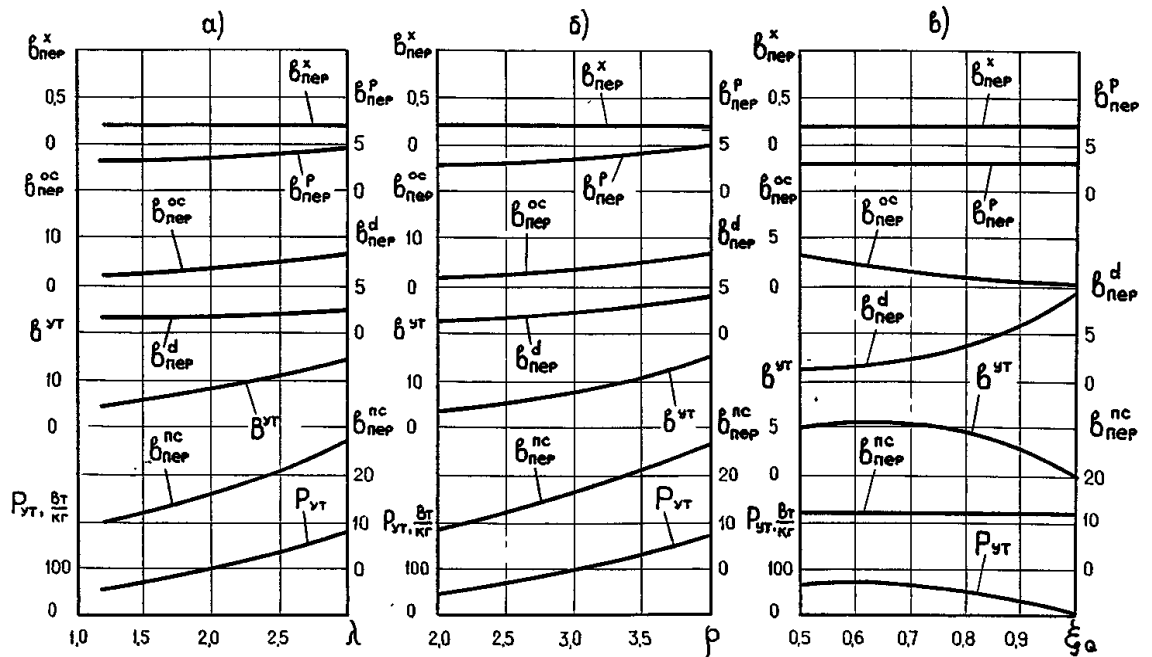


Рис.26. Зависимость перерасхода и потерь мощности с ПС от: а – степени повышения давления ($\rho=2,5$; $\xi_Q=0,6$); б – степени предварительного расширения ($\lambda=1,5$; $\xi_Q=0,6$); в – доли теплоты, отводимой из ПКИТ ($\lambda=1,5$; $\rho=2,5$)

Совершенно иначе изменяются все характеристики энергии потока ПС в зависимости от доли теплоты, отводимой из ПКИТ во вторичный контур (рис.24в; 25в и 26в). Как видно (рис.24в), $\overline{e_{\text{ут}}}$ достигает максимума в области $\xi_Q \approx 0,6$, после чего ее количество уменьшается вплоть до нуля при $\xi_Q = 1$. Это сопровождается непрерывным уменьшением внешних потерь термической эксергии и ростом ее диссипации, превращением эксергии в анергию. При $\xi_Q=1$ теплота, передаваемая из первичного контура во вторичный, совершенно не содержит в себе эксергию.

Остальные составляющие энергии потока ПС от ξ_Q не зависят.

Соответственно отмеченным особенностям поведения $\overline{\epsilon_{\text{пс}}}$, $\overline{e_{\text{х}}}$ и \overline{d} изменяются

потенциальная степень использования энергии и эксергии ПС, эксергетические характеристики потока теплоты ПС и утилизируемой теплоты, а также относительные потери работоспособности; связанные с отдельными составляющими энергии ПС (рис.25в).

Оценить взаимосвязь перерасходов топлива с долей теплоты, отводимой из первичного контура во вторичный, и их уровень позволяет рис.26в, который после проведенного обсуждения рис.24в я 25в не требует специальных пояснений.

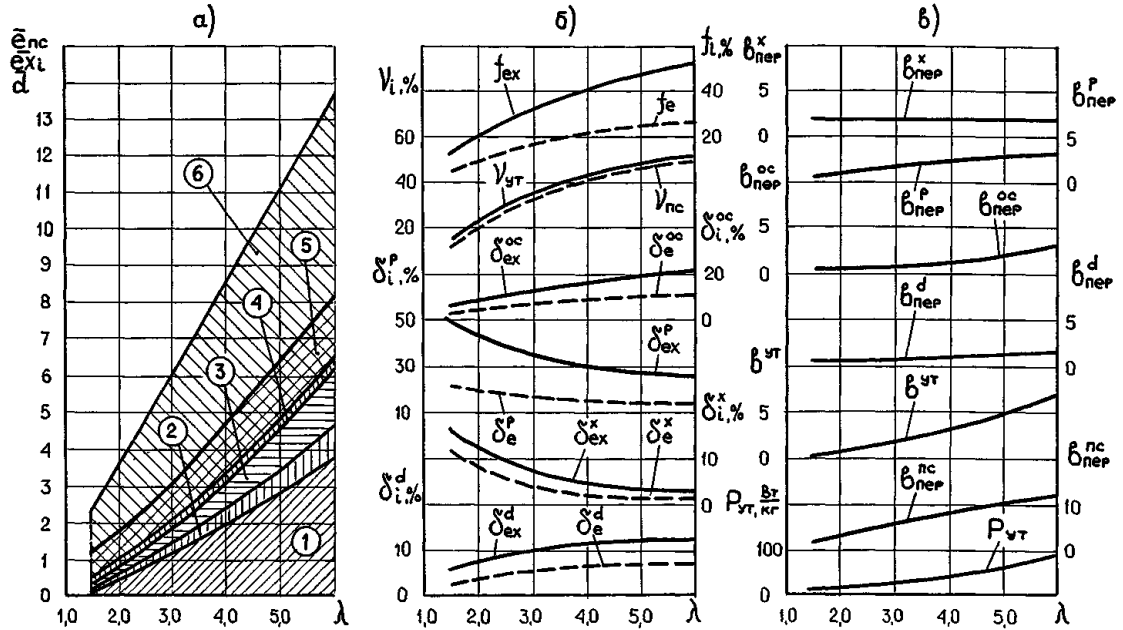


Рис. 27. Зависимость характеристик энергии потока продуктов сгорания топлива в двигателе с принудительным воспламенением от степени повышения давления ($\xi_Q=0,6$)

На Рис.27а иллюстрируется изменение структуры энергии потока ПС в функция степени повышения давления в карбюраторном двигателе. Качественно влияние λ остается таким же, как в бескомпрессорном дизеле. Однако характер взаимосвязи несколько иной – с ростом степени повышения давления интенсивность изменения всех составляющих теремой с ПС энергии несколько увеличивается. Абсолютные значения потерь энергии при одинаковых λ в карбюраторном двигателе ниже.

2.7 Система показателей для экологической оценки установки двухуровневого использования теплоты

Как следует из рассмотренных выше материалов, степень экологической безопасности, рассматриваемой УДИТ определяется уровнями расходования ею атмосферного воз-

духа, углеводородного топлива, выброса в окружающую среду вредных веществ и теплового «загрязнения» атмосферы. Однако, тепловым «загрязнением» атмосферы не исчерпываются проблемы, связанные с выбросом в окружающую среду горячих отработавших газов. Известно, что в конечном счете полезность для человека ресурсов и энергии определяется их пригодностью к действию, т. е. к превращению в работу (работоспособностью), то есть эксергией [44]. В обсуждаемом аспекте эксергия – это свойство потока энергии, определяемое количеством работы, которое может быть получено внешним приемником энергии при их взаимодействии с окружающей средой до установления полного равновесия. Величина эксергии теплового потока Q может быть найдена по формуле:

$$E_x = Q (1 - T_0 / T) = Q - T_0 \Delta S, \quad (76)$$

где T_0 – температура окружающей среды;

T – температура источника теплоты;

ΔS – изменение энтропии источника теплоты.

Чем выше температура тела, обладающего определенным запасом энергии, тем больше его эксергия, т. е. тем большее количество работы может быть получено из имеющегося количества энергии. Поэтому при одинаковом количестве выбрасываемых в атмосферу отработавших газов, количество теряемой с ними эксергии будет различным в зависимости от их температуры. При этом следует иметь в виду, что эта эксергия не просто попадает в окружающую среду (где ее теоретически в последующем можно было бы использовать). В процессе остывания отработавших газов в атмосфере их энтропия растет и количество содержащейся в них эксергии, в соответствии с уравнением (76), уменьшается: эксергия исчезает (происходит ее диссипация), превращаясь в анергию – составляющую энергии теплового потока, которую уже никогда нельзя будет превратить в работу [44]. В результате отмеченных необратимых процессов человечество безвозвратно теряет частичку эксергии мировых энергетических запасов, теряет возможность использовать природные (в соответствии с законом сохранения энергии принципиально неуничтожимые) энергетические ресурсы в своих нуждах.

Все мы стоим под защитой энергии, и все мы отданы в жертву скрытому яду энтропии... Энергия остается постоянной, энтропия растет. Солнце светит, но тени становятся все длиннее. Всюду рассеяние, выравнивание, обесценивание...».

Трудно более образно описать ситуацию, сопровождающую выброс в атмосферу отработавших газов ПДВС с высокой температурой.

В свете сказанного выше в число показателей, оценивающих экологическую безопасность УДИТ, введен критерий, позволяющий отследить и эту проблему.

Изучение специальной литературы показывает, что для оценки расходования атмосферного воздуха и потребления топлива двигателями, как правило, используют часовой расход воздуха (G_B , кг/ч), часовой (G_T , кг/ч) и удельный эффективный (g_e , кг/(кВт·ч)) расходы топлива.

Что касается теплового «загрязнения» атмосферы и «уничтожения» эксергии окружающей биосферы при выбросе отработавших газов ДВС, то для их оценки показателей до настоящего времени не предложено.

Эффективность применения ГЭУ в плане снижения расходования атмосферного воздуха и потребления топлива при работе ДВС может быть оценена с помощью характеристик, показывающих степень снижения этих показателей, в частности:

степени снижения расхода воздуха:

$$\Delta G_B = 1 - G_B^* \quad (77)$$

и степени снижения расхода топлива:

$$\Delta G_T = 1 - G_T^*, \quad (78)$$

где $G_B^* = G_B^{cy} / G_B^d$; $G_T^* = G_T^{cy} / G_T^d$; «су» - обозначает принадлежность параметра к силовой установке (к УДИТ), «д» - к дизелю (к ПКИТ).

При оценке теплового «загрязнения» атмосферы следует иметь в виду, что количество теплоты, которое поступает в окружающую среду (ОС) от ОГ за час, в случае, когда дизель работает без утилизации, может быть найдено по формуле:

$$Q_{OГ^d} = G_{OГ} C_{p OГ^d} (T_{OГ^d} - T_{OC})$$

в случае, когда утилизация теплоты ОГ производится:

$$Q_{OГ^{cy}} \cong G_{OГ} C_{p OГ^{cy}} (T_{OГ^{cy}} - T_{OC}).$$

В последних формулах: $G_{OГ}$ - часовой расход отработавших газов; $C_{p OГ^d}$ и $C_{p OГ^{cy}}$ - средние удельные массовые изобарные теплоемкости ОГ дизеля и силовой установки соответственно; $T_{OГ^d}$, $T_{OГ^{cy}}$ и T_{OC} - температуры ОГ дизеля, силовой установки и окружающей среды соответственно.

Если допустить, что средние удельные массовые изобарные теплоемкости ОГ дизеля и силовой установки одинаковы, то для оценки эффективности применения ГЭУ в плане снижения теплового «загрязнения» атмосферы можно использовать степень снижения теплового «загрязнения» окружающей среды

$$\Delta Q_{OГ} = 1 - Q_{OГ}^*, \quad (79)$$

где $Q_{OГ}^* = (T_{OГ^{cy}} - T_{OC}) / (T_{OГ^d} - T_{OC})$.

Степень снижения диссипации эксергии при выбросе отработавших газов может быть оценена с помощью выражения

$$\Delta E_{x OГ} = 1 - E_{x OГ}^*, \quad (80)$$

где $Ex_{ог}^* = Ex_{ог}^{cy} / Ex_{ог}^д$.

Приведенные выше показатели дают представление о снижении расходования атмосферного воздуха, потребления топлива, теплового «загрязнения» и «уничтожения» эксергии окружающей биосферы при выбросе отработавших газов ДВС во время работы силовой установки на каком-либо одном режиме. Для оценки приведенных характеристик на всех режимах комплексно эти показатели логичнее рассматривать в форме интегральных характеристик с учетом распределения по времени режимов эксплуатации поршневого двигателя.

Тогда показатели (77) - (80) получают смысл эксплуатационных [45]:

- эксплуатационной степени снижения расхода воздуха:

$$\Delta G_B^э = 1 - \frac{\int_{N_{\min}}^{N_{\max}} \int_{n_{\min}}^{n_{\max}} \tau_f \cdot G_{вfi}^{cy}}{\int_{N_{\min}}^{N_{\max}} \int_{n_{\min}}^{n_{\max}} \tau_f \cdot G_{вfi}^д}, \quad (81)$$

- эксплуатационной степени снижения расхода топлива:

$$\Delta G_T^э = 1 - \frac{\int_{N_{\min}}^{N_{\max}} \int_{n_{\min}}^{n_{\max}} \tau_f \cdot G_{TF}^{cy}}{\int_{N_{\min}}^{N_{\max}} \int_{n_{\min}}^{n_{\max}} \tau_f \cdot G_{TF}^д}, \quad (82)$$

- эксплуатационной степени снижения теплового «загрязнения» окружающей среды:

$$\Delta Q_{ог}^э = 1 - \frac{\int_{N_{\min}}^{N_{\max}} \int_{n_{\min}}^{n_{\max}} \tau_f \cdot (T_{ог}^{cy} - T_{oc})_f}{\int_{N_{\min}}^{N_{\max}} \int_{n_{\min}}^{n_{\max}} \tau_f \cdot (T_{ог}^д - T_{oc})_f}, \quad (83)$$

- эксплуатационной степени снижения «уничтожения» эксергии:

$$\Delta Ex_{ог}^э = 1 - \frac{\int_{N_{\min}}^{N_{\max}} \int_{n_{\min}}^{n_{\max}} \tau_f \cdot Ex_{огf}^{cy}}{\int_{N_{\min}}^{N_{\max}} \int_{n_{\min}}^{n_{\max}} \tau_f \cdot Ex_{огf}^д}, \quad (84)$$

где τ_f – продолжительность работы силовой установки на f-ом режиме, а индекс «f» означает принадлежность параметра к f-му режиму.

Для оценки содержания вредных веществ в ОГ ДВС используется большое количество разнообразных показателей. Все они позволяют с тех или иных позиций судить о токсичности ОГ.

Концентрации токсичных веществ ОГ изменяются в больших пределах. Высокие концентрации (С) компонентов ОГ, например, оксида углерода, принято оценивать в процентах по объему (% об.), меньшие – в мг/л (г/м^3) или количеством частей на миллион – миллионными долями объема (млн^{-1}).

Между этими единицами существует следующая связь:

$$C \%_{\text{об}} = 10^{-4} C \text{ млн}^{-1} (\text{ppm}), C \%_{\text{об}} = \frac{2,24}{\mu} C \text{ г/м}^3, C \text{ г/м}^3 = \frac{10^{-4} \cdot \mu}{2,24} C \text{ млн}^{-1},$$

где μ - молекулярная масса компонента.

Концентрации компонентов в ОГ еще не характеризуют токсичность двигателя. Например, концентрации СО на режиме холостого хода поршневого двигателя, как правило, наибольшие, но общее количество выделяемых ОГ невелико.

Поэтому целесообразно определять выбросы i -го компонента двигателем с учетом расхода ОГ:

$$G_i = C_i V_{\text{ОГ}}, \text{ г/ч},$$

где C_i - концентрация i -го компонента в ОГ при работе ДВС, $V_{\text{ОГ}}$ - часовой объемный выброс отработавших газов, $\text{м}^3/\text{ч}$.

Тогда удельный оценочный показатель выделения отдельного токсичного компонента можно представить в виде:

$$g_{\text{ОЦ}i} = \frac{C_i \cdot V_{\text{ОГ}}}{N_e}, \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)} \quad \text{или} \quad g_{\text{ОЦ}i} = \frac{G_i}{N_e}, \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)},$$

где N_e – эффективная мощность двигателя, кВт.

С учетом приведенных формул можно дать удельный суммарный оценочный показатель выделения токсичных веществ:

$$g_{\text{ОЦ}\Sigma} = \frac{\sum_{m=1}^m G_i}{\sum_{m=1}^m N_e}, \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}.$$

Кроме приведенных для оценки совершенства процесса сгорания топлива в двигателе используют показатель выделения токсичного компонента на единицу расхода топлива, который определяется как отношение абсолютных или удельных выбросов к соответствующему расходу топлива:

$$b_{Ti} = \frac{C_i \cdot V_{OГ}}{G_T} = \frac{G_i}{G_T} = \frac{g_i}{g_T}, \text{ г/кг топлива.}$$

Из литературы известны также следующие показатели токсичности:

Индекс концентрации отдельного компонента в ОГ:

$$K_i = \frac{C_i}{[C_i]},$$

где $[C_i]$ - предельно допустимая концентрация (ПДК) i -го токсичного вещества в воздухе.

Суммарный индекс концентрации токсичных веществ в ОГ:

$$\Sigma K_i = \sum_{i=1}^n \frac{C_i}{[C_i]},$$

где n -количество рассматриваемых токсичных компонентов в ОГ.

Для оценки безопасности двигателя по составу ОГ применяется коэффициент безопасности двигателя:

$$K_b = \frac{[C_i]}{C_i} \cdot 100\%.$$

Показатель удельного нормообъема (удельное количество чистого воздуха, необходимое для разбавления ОГ до безвредных концентраций):

$$Q_H = \sum_{i=1}^n \frac{C_i \cdot V_{OГ}}{[C_i]}, \text{ м}^3/\text{ч}$$

и показатель удельного суммарного нормообъема:

$$q_{H\Sigma} = \frac{V_{OГ}}{N_e} \sum_{i=1}^n \frac{C_i}{[C_i]}, \text{ м}^3/(\text{кВт}\cdot\text{ч}).$$

Оценку значимости отдельных токсичных компонентов ОГ удобно производить в сравнении с каким-либо постоянным компонентом, принятым за эталон. Как правило, это оксид углерода, действие которого на организм человека изучено наиболее полно, методы его измерений надежны.

В табл. 10 приведены значения ПДК и относительной значимости R_i для основных токсичных компонентов ОГ, определяемой как отношение ПДК оксида углерода к ПДК рассматриваемого компонента:

$$R_i^{CO} = \text{ПДК}_{CO} / \text{ПДК}_i.$$

Приведение к единому показателю относительной значимости позволяет суммарно

оценить токсичность выбросов двигателя. Для этого И.Л. Варшавским и Л.С. Золотаревским предложен условный показатель вредности выбросов двигателя:

$$G_{\Sigma}^{CO} = \sum_{i=1}^n R_i^{CO} G_i, \text{ г/ч}.$$

Таблица 10

Значения предельно допустимой концентрации и относительной значимости R_i для основных токсичных компонентов отработавших газов

Компоненты	СО	С _x Н _y	NO ₂	Сажа
ПДК, мг/м ³	3,0	1,5	0,04	0,05
R_i^{CO}	1,0	2,0	75	60

Как правило, токсичность автомобиля нормируется по выбросам СО, С_xН_y, NO_x и сажи. Тогда показатель вредности выбросов двигателя, приведенный к оксиду углерода, определится как

$$G_{\Sigma}^{CO} = G_{CO} + G_{C_xH_y} + 75G_{NO_x} + 60G_C, \text{ г/ч}.$$

Комплексный показатель удельной эквивалентной токсичности ОГ, приведенной к СО, можно найти как:

$$q_{\Sigma}^{CO} = q_{CO} + 0,667 q_{C_xH_y} + 10q_{NO_x} + 20q_C, \text{ г/(кВт ч)},$$

где q_{CO} , $q_{C_xH_y}$, q_{NO_x} , q_C - выбросы оксида углерода, углеводородов, оксидов азота и сажи соответственно, г/(кВт ч).

Для оценки эффективности снижения токсичности ОГ в результате проведения каких-либо мероприятий (в данном случае – при использовании теплоты ОГ дизеля во вторичном двигателе) можно использовать следующие характеристики:

-показатель изменения токсичности i -го компонента:

$$C_i^* = \frac{C_i^{cy}}{C_i^d}, \quad (85)$$

где C_i^d и C_i^{cy} - выбросы i -го компонента при работе дизеля без использования теплоты ОГ во вторичном двигателе и с ним соответственно;

- степень снижения концентрации i -го токсичного компонента ОГ:

$$\Delta C_i = 1 - \frac{C_i^{cy}}{C_i^d} \quad (86)$$

Степень снижения суммарного индекса концентрации:

$$\Delta \Sigma K_i = 1 - \frac{\Sigma K_i^{cy}}{\Sigma K_i^d}, \quad (87)$$

где ΣK_i^d и ΣK_i^{cy} - суммарные индексы концентрации токсичных веществ в ОГ при работе дизеля без использования теплоты ОГ во вторичном двигателе и с ним.

Степень снижения суммарной удельной эквивалентной токсичности ОГ, приведенной к CO:

$$\Delta g_{оц \Sigma}^{co} = 1 - \frac{g_{оц \Sigma}^{co^{cy}}}{g_{оц \Sigma}^{co^d}}, \quad (88)$$

где $g_{оц \Sigma}^{co^d}$ и $g_{оц \Sigma}^{co^{cy}}$ - значения удельной суммарной эквивалентной токсичности ОГ, приведенные к CO, при работе дизеля без использования теплоты ОГ во вторичном двигателе и с ним.

Степень снижения показателя выделения i -го токсичного компонента на единицу расхода топлива:

$$\Delta b_{i1} = 1 - \frac{b_{T1}^{cy}}{b_{T1}^d}, \quad (89)$$

где b_{T1}^d и b_{T1}^{cy} - показатели выделения i -го токсичного компонента на единицу расхода топлива при работе дизеля без использования теплоты ОГ во вторичном двигателе и с ним.

Степень снижения коэффициента безопасности двигателя:

$$\Delta K_{\delta} = 1 - \frac{K_{\delta}^{cy}}{K_{\delta}^d}, \quad (90)$$

где K_{δ}^d и K_{δ}^{cy} - коэффициенты безопасности двигателя при работе дизеля без использования теплоты ОГ во вторичном двигателе и с ним.

Степень снижения удельного суммарного нормообъема:

$$\Delta q_{\Sigma}^{\text{CO}} = 1 - \frac{q_{\Sigma}^{\text{CO}^{\text{cy}}}}{q_{\Sigma}^{\text{CO}^{\text{д}}}} \quad (91)$$

где $q_{\Sigma}^{\text{CO}^{\text{д}}}$ и $q_{\Sigma}^{\text{CO}^{\text{cy}}}$ – показатели удельного суммарного нормообъема при работе дизеля без использования теплоты ОГ во вторичном двигателе и с ним.

Степень снижения величины массовых выбросов токсичных компонентов ОГ, приведенных к CO:

$$\Delta G_{\Sigma}^{\text{CO}} = 1 - \frac{G_{\Sigma}^{\text{CO}^{\text{cy}}}}{G_{\Sigma}^{\text{CO}^{\text{д}}}}, \quad (92)$$

где $G_{\Sigma}^{\text{CO}^{\text{д}}}$ и $G_{\Sigma}^{\text{CO}^{\text{cy}}}$ – суммарные величины массовых выбросов токсичных компонентов ОГ при работе дизеля без использования теплоты ОГ во вторичном двигателе и с ним.

Степень снижения удельной эквивалентной токсичности двигателя, приведенной к CO:

$$\Delta q_{\Sigma}^{\text{CO}} = 1 - \frac{q_{\Sigma}^{\text{CO}^{\text{cy}}}}{q_{\Sigma}^{\text{CO}^{\text{д}}}} \quad (93)$$

где, $\sum_{i=1}^n \frac{C_i}{[C_i]}$ и $\sum_{i=1}^n \frac{C_i \cdot V_{\text{OГ}}}{[C_i]}$ – комплексные показатели удельной эквивалентной токсичности двигателя, приведенной к CO, при работе дизеля без использования теплоты ОГ во вторичном двигателе и с ним.

Приведенные выше показатели дают представление о содержании вредных веществ в ОГ только на каком-либо одном режиме работы силовой установки. Для оценки эффективности нейтрализации на всех режимах комплексно эти показатели, как было отмечено ранее, логичнее рассматривать в форме интегральных характеристик с учетом распределения режимов эксплуатации поршневого двигателя.

Тогда показатели (82) и (83) получают смысл эксплуатационных:

- эксплуатационного показателя изменения токсичности i -го компонента:

$$C_{fi}^{\varepsilon*} = \frac{\min_{\substack{N \\ \int}} \min_{\substack{n \\ \int}} \tau_f \cdot C_{fi}^{cy}}{\min_{\substack{N \\ \int}} \max_{\substack{n \\ \int}} \tau_f \cdot C_{fi}^D}, \quad (94)$$

где C_{fi}^D и C_{fi}^{cy} - концентрации i -го компонента ОГ на f -м режиме работы дизеля

без использования теплоты ОГ во вторичном двигателе и с ним;

- эксплуатационной степени превращения i -го токсичного компонента ОГ:

$$\Delta C_{fi}^{\varepsilon} = 1 - C_{fi}^{\varepsilon*} \quad (95)$$

Аналогичные выражения можно составить для любых оценочных показателей токсичности ОГ.

Зависимости (94) и (95) позволяют оценить эффект снижения концентрации отдельных токсичных компонентов при использовании теплоты ОГ во вторичном двигателе в условиях эксплуатации, но не дают представления об эффективности снижения токсичности ОГ в целом.

Для решения этой задачи можно использовать показатели:

эксплуатационный показатель снижения удельной эквивалентной токсичности ОГ, приведенной к СО:

$$q_{\Sigma}^{CO\varepsilon*} = \frac{\min_{\substack{N \\ \int}} \min_{\substack{n \\ \int}} \tau_f \cdot q_{\Sigma}^{COcy}}{\min_{\substack{N \\ \int}} \max_{\substack{n \\ \int}} \tau_f \cdot q_{\Sigma}^{CO^D}} \quad (96)$$

- эксплуатационную степень снижения удельной эквивалентной токсичности ОГ, приведенной к СО:

$$\Delta q_{\Sigma}^{CO\varepsilon} = 1 - q_{\Sigma}^{CO\varepsilon*} \quad (97)$$

или эксплуатационную степень снижения суммарной величины массовых выбросов.

$$\Delta G_{\Sigma}^{\text{CO}^{\text{э}}} = \frac{N_{\text{max}} \int_{n_{\text{min}}}^{n_{\text{max}}} \tau_f \cdot G_{\Sigma}^{\text{CO}^{\text{су}}}}{N_{\text{max}} \int_{n_{\text{min}}}^{n_{\text{max}}} \tau_f \cdot G_{\Sigma}^{\text{CO}^{\text{д}}}}, \quad (98)$$

В уравнениях (96) - (98) - $q_{\Sigma_f}^{\text{CO}^{\text{д}}}$, $q_{\Sigma_f}^{\text{CO}^{\text{су}}}$, $G_{\Sigma_f}^{\text{CO}^{\text{д}}}$ и $G_{\Sigma_f}^{\text{CO}^{\text{су}}}$ - суммарные токсичности

ОГ токсичных компонентов и суммарные величины массовых выбросов вредных веществ при работе дизеля без использования теплоты ОГ во вторичном двигателе на f -ом режиме и с ним, приведенные к концентрации оксида углерода.

Формулы (96) и (98) могут быть использованы для оценки снижения токсичности ОГ и при испытаниях по ездовому циклу ECE R49, состоящему из 13-ти циклов, или любым другим испытательным циклам.

Для оценки общего снижения экологической безопасности дизеля в результате использования теплоты ОГ во вторичном двигателе целесообразно использовать интегральные показатели, учитывающие изменения и расхода атмосферного воздуха, и потребления топлива, и теплового «загрязнения» атмосферы, и токсичности ОГ одновременно. Такими показателями могут служить:

- коэффициент повышения экологической безопасности силовой установки на рассматриваемом режиме работы:

$$\delta_{\text{ЭБ}} = \frac{\Delta G_{\text{В}} + \Delta G_{\text{Т}} + \Delta Q_{\text{ОГ}} + \Delta E_{\text{хОГ}} + \Delta G_{\Sigma}^{\text{CO}}}{n}, \quad (99)$$

где n – количество факторов, учитываемых при оценке экологической безопасности ($n = 5$).

- эксплуатационный коэффициент повышения экологической безопасности силовой установки:

$$\delta_{\text{ЭБ}}^{\text{э}} = \frac{\Delta G_{\text{В}}^{\text{э}} + \Delta G_{\text{Т}}^{\text{э}} + \Delta Q_{\text{ОГ}}^{\text{э}} + \Delta E_{\text{хОГ}}^{\text{э}} + \Delta G_{\Sigma}^{\text{CO}^{\text{э}}}}{n}. \quad (100)$$

Глава 3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА

3.1. Программа экспериментального исследования

В соответствии с задачами, решению которых посвящена настоящая работа были составлены программа и методика проведения экспериментально исследования. Они были разработаны с учетом требований ГОСТ 31967-2012 [54], ГОСТ 24028-2013 [55] и устанавливали порядок, объем и методику проведения испытаний пневматической ГЭУ, использующей аккумулялирование тепловой энергии и энергии сжатого воздуха. Программа включала три этапа.

Первый этап предполагал решение задачи определения работоспособности ГЭУ, состоящей из дизеля (первичного двигателя), компрессора, ресивера и пневматического двигателя (вторичного двигателя), а также уточнение диапазонов изменения всех показателей, подлежащих определению в ходе экспериментального исследования. При этом были:

1). Определены показатели первичного двигателя в исходной комплектации. Испытания проводились в следующей последовательности:

- Пуск и прогрев дизеля до температуры на головке цилиндра свыше 100 °С.
- Выход на режим максимальной частоты вращения холостого хода.
- Определение внешней скоростной характеристики дизеля по ГОСТ 18509-88 [56].
- Определение показателей дизеля в случае привода им компрессора.
- Определение наиболее экономичного режим работы дизеля в случае привода им компрессора.

2). Определены показатели вторичного двигателя в исходной комплектации. Испытания проводились в следующей последовательности:

- Пуск и работа пневматического двигателя при рабочем давлении, обеспечиваемом сжатым воздухом из ресивера;
- Определение внешней скоростной характеристики пневматического двигателя.

3). Определены исходные данные, необходимые для расчета теплоты ОГ и воздуха, выходящего из СО, предназначенных для использования в ГЭУ; выполнен расчет конструктивных характеристик ее элементов и изготовлены ТА и АСВ с теплообменником.

На *втором этапе* определялись:

- Расход ОГ, производимых дизелем 178F (6HP), на указанных выше режимах;
- Производительность компрессора на разных частотах вращения коленчатого вала.
- Влияние температуры ОГ дизеля на температуру ТАМ в ТА.

- Влияние температуры ТАМ ТА на температуру и давление газов в ресивере.
- Влияние температуры воздуха, выходящего из СО дизеля, на температуру и давление газов в ресивере. При этом решалась задача определения влияния доли теплоты, отводимой с ОГ и воздухом СО на разных частотах вращения коленчатого вала дизеля и их температуры на эти показатели, на содержание ВВ в выбрасываемых в атмосферу ОГ и удельный эффективный расход топлива. Целесообразность определения последнего (кроме самостоятельной важности для оценки экономических показателей ГЭУ) обусловлена тем, что, как известно количество сгораемого топлива влияет на количество выбрасываемых парниковых газов (СО₂).

Определение выбросов ВВ с ОГ проводилось по методике, соответствующей ГОСТ 31967-2012 [54], – по методике, соответствующей ГОСТ 24028-2013 [55].

Эксперимент проводился на трех режимах работы ГЭУ:

1. *Без использования теплоты отработавших газов и воздуха системы охлаждения.* Дизель работал на привод компрессора, в котором атмосферный воздух сжимался и затем аккумулировался в ресивере. Сжатый воздух направлялся в пневматический двигатель для производства полезной работы. Отработавшие газы и нагревшийся в СО дизеля воздух выбрасывались в атмосферу.

2. *С использованием теплоты отработавших газов и воздуха системы охлаждения.* Дизель работал на привод компрессора, в котором атмосферный воздух сжимался и затем аккумулировался в ресивере. Сжатый воздух направлялся в пневматический двигатель для производства полезной работы. Отработавшие газы дизеля направлялись в ТА, передавали тепловую энергию ТАМ, где происходило её накопление, а затем передача сжатому воздуху, находящемуся в ресивере. Нагретый в СО дизеля воздух подавался в теплообменник ресивера, откуда через его стенку теплота передавалась сжатому воздуху.

3. *С использованием потенциальной и тепловой энергии отработавших газов и воздуха, выходящего из системы охлаждения дизеля.* На этом режиме работы компрессор был отключен. Дизель работал в качестве генератора горячих газов. Отработавшие газы подавались в ТА, передавали тепловую энергию ТАМ, где происходило её накопление, а затем передача сжатому воздуху, находящемуся в ресивере. После прохождения через ТА ОГ под давлением аккумулировались в ресивере. Сжатые газы из ресивера направлялись в пневматический двигатель для производства полезной работы. В теплообменник ресивера из СО дизеля подавался нагретый воздух, который на рассматриваемом режиме работы выполнял функцию теплового изолятора и уменьшал теплоотвод от газов в ресивере в атмосферу.

На этом этапе решалась задача определения влияния расхода, температуры и давления газов, производимых дизелем, в пневматической ГЭУ, оборудованной ТА и АСВ, на ее

эффективные и экологические показатели.

Перед началом испытаний на каждом из указанных режимах проводилась проверка работоспособности всех приборов, систем и измерительной аппаратуры стенда. Все испытания проводились по методикам ГОСТ 18509-88 [56].

Обработка результатов испытаний осуществлялась в соответствии с ГОСТ 31967-2012 [54] и ГОСТ 24028-2013 [55].

Для оценки влияния указанных параметров газа на экономические и экологические показатели ГЭУ был использован статистический метод планирования эксперимента, в основе которого лежала идея «черного ящика» [57,58,59].

3.2. Методика расчета показателей пневматической гибридной энергетической установки и оценки эффективности введения в неё аккумуляторов теплоты и сжатого воздуха

Расчет эффективной мощности первичного двигателя производился по формуле:

$$N_{e1} = (p_e i V_h n) / (30\tau), \text{ кВт}, \quad (4.1)$$

где p_e – среднее эффективное давление, мПа;

V_h – рабочий объем двигателя, л;

i – количество цилиндров двигателя, шт.;

n – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин⁻¹;

τ – время, с.

Крутящий момент первичного двигателя при известной эффективной мощности равен:

$$M_{e1} = N_{e1} / \omega, \quad (4.2)$$

где ω – угловая скорость вращения коленчатого вала первичного двигателя, равная $\pi n / 30$, рад/с.

После подстановки (4.1) в (4.2) и учета размерностей получим:

$$M_{e1} = (1000 p_e \cdot V_h \cdot i) / (\pi \cdot \tau), \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (4.3)$$

Экономичность первичного двигателя при работе с потребителем характеризуется эффективным КПД и удельным эффективным расходом топлива:

$$\eta_{e1} = N_{e1} / (H_u \cdot G_T), \quad (4.4)$$

где H_u – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;

G_T – часовой расход топлива первичным двигателем, кг/ч.

Удельный эффективный расход топлива первичного двигателя представляет собой количество топлива, затраченного на производство единицы эффективной мощности. Он может быть определен по формуле:

$$g_{e1} = (1000G_{T1})/N_{e1}, \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}. \quad (4.5 \text{ 2})$$

Мощность, необходимая для привода компрессора, – это произведение его производительности по газу на работу по его сжатию. Такую мощность называют теоретической и рассчитывают по формуле:

$$N_{TK} = (Q_K \cdot \rho \cdot L_T) / 1000, \text{ кВт}, \quad (4.6)$$

где: Q_K – производительность компрессора, м³/мин;

ρ – плотность газа, кг/м³;

L_T – теоретическая работа сжатия газа, Дж/кг.

Следует иметь в виду, что теоретическая мощность не совпадает с мощностью, которую реально требуется подвести к компрессору для его работы, и с мощностью, которую должен вырабатывать первичный двигатель, подключаемый к компрессору. Связано это с явлением потери мощности, которые численно описываются набором коэффициентов полезного действия. Осуществляемый в компрессоре процесс сжатия обладает своим значением КПД (в зависимости от типа процесса), кроме того, часть подводимой к компрессору мощности теряется при использовании механической передачи. В связи с этим мощность, которую необходимо подать на входной вал компрессора, называют мощностью на валу или мощностью привода компрессора, связанную с теоретической следующей формулой:

$$N_K = N_{TK} / (\eta_{MK} \cdot \eta_{ПК}), \text{ кВт}, \quad (4.7)$$

где: η_{MK} – механический КПД компрессора;

$\eta_{ПК}$ – КПД процесса сжатия газа в компрессоре.

Расчет мощности для поршневых компрессоров, осуществляющих сжатие до давления не более чем до 10 МПа, с высокой точностью может проводиться по формулам, в которых газ рассматривается как идеальный [1].

Теоретическая мощность, учитывающая указанные выше факторы, может быть определена по уравнению:

$$N_{TK} = (Q_K \cdot \rho \cdot (i_2 - i_1)) / 1000, \text{ кВт}, \quad (4.8)$$

где: i_1 – удельная энтальпия газа перед сжатием, Дж/кг;

i_2 – удельная энтальпия газа после сжатия, Дж/кг.

Полная энергия сжатого воздуха, содержащаяся в ресивере ГЭУ при давлении p_2 составляет:

$$E = p_2 \cdot V, \text{ кДж}, \quad (4.9)$$

а удельная:

$$e_{уд} = E/m = p_2 \rho, \text{ кДж/кг}. \quad (4.10)$$

где m – масса сжатого воздуха, содержащаяся в ресивере ГЭУ, кг.

К числу эффективных показателей ГЭУ относится, прежде всего, эффективную выходную мощность пневматического (вторичного) двигателя, т.е. эффективная мощность ГЭУ:

$$N_{e \text{ ГЭУ}} = M_2 \omega = 2\pi n_2 M_2, \text{ кВт}, \quad (4.11)$$

где n_2 – частота вращения выходного вала вторичного двигателя, мин^{-1} ;

ω – угловая скорость вращения вала вторичного двигателя, рад/с ;

M_2 – крутящий момент, развиваемый вторичным двигателем, $\text{кН} \cdot \text{м}$;

При этом мощность, потребляемая пневматическим двигателем:

Удельный расход воздуха вторичным двигателем (расход воздуха на единицу эффективной мощности, производимой пневматическим двигателем) может быть найден по формуле:

$$g_{в \text{ уд}} = G_0 / N_{e \text{ ГЭУ}}, \quad (4.12)$$

где G_0 – объемный расход газа на входе в пневматический двигатель, приведенный к нормальным атмосферным условиям ($\rho_0 = 1,29 \text{ кг/м}^3$).

Как отмечалось ранее, для оценки влияния указанных факторов на названные выходные функции был использован статистический метод планирования эксперимента, в основе которого лежала идея «черного ящика». Под «черным ящиком» понимается принцип изображения процессов в виде кибернетической модели с входными управляемыми, контролируемыми и неконтролируемыми факторами (рис. 28).

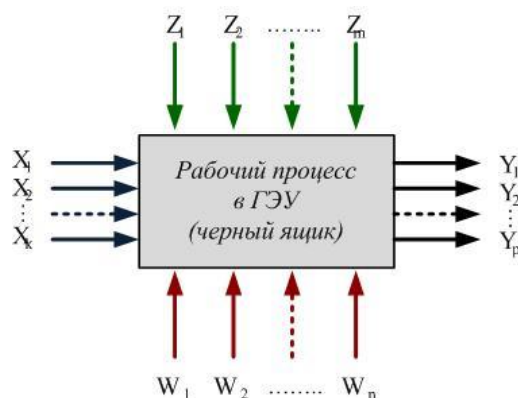


Рис. 28 – Кибернетическая модель рабочего процесса гибридной энергетической установки в общем виде

Входы обозначены стрелками, направленными к «черному ящику», выходы – стрелками, направленными из него.

X_1, X_2, \dots, X_k – управляемые факторы, которые можно фиксировать на определенном уровне или варьировать в процессе эксперимента;

Z_1, Z_2, \dots, Z_m – контролируемые факторы, значение которых можно контролировать или поддерживать на определенных уровнях;

W_1, W_2, \dots, W_n – неконтролируемые факторы;

Y_1, Y_2, \dots, Y_p – функции отклика (наблюдаемые переменные, зависящие от факторов).

Такой кибернетический подход позволяет на основании экспериментальных данных не только построить математическую модель процесса, связывающую функции отклика с варьируемыми факторами, но и управлять им при недостаточном знании самого происходящего явления. Очевидно, что такая математическая модель, являясь особой формой абстрагирования, естественно, не тождественна изучаемому процессу, а лишь аналогична ему.

Очевидно, что реализация цели настоящего исследования (разработка и обоснование концепции развития пневматической ГЭУ за счет утилизации теплоты ОГ и рабочего тела СО первичного двигателя) предполагает оценку влияния предложенных систем утилизации теплоты на выходные показатели ГЭУ. Поэтому в качестве управляемых факторов, которые фиксировались в процессе эксперимента были выбраны:

1. Расход производимых первичным двигателем ОГ (G_r).
2. Давление производимых первичным двигателем ОГ (P_r).
3. Температура производимых первичным двигателем ОГ (T_r).

В качестве функций отклика, позволяющих оценить результат использования предложенного направления развития пневматической ГЭУ целесообразно использовать:

1. Изменение эффективной мощности ГЭУ ($N_{e \text{ ГЭУ}}$).
2. Изменение удельного эффективного расхода топлива ГЭУ ($g_{e \text{ ГЭУ}}$).
3. Изменение экологических показателей ГЭУ.

В отношении оценки экологических показателей ГЭУ отметим следующее. Исходя из того, что индекс токсичности твердых частиц в два раза выше, чем оксидов азота, в 10 раз – чем углеводородов и в 20 раз – чем оксида углерода [60], а коэффициенты агрессивности оксидов азота (49,0) и твердых частиц (41,5) намного превосходят коэффициенты агрессивности углеводородов и оксида углерода (1,26 и 1,0 соответственно) [61] при выборе функций отклика мы ограничились оценкой изменения именно этих токсичных компонентов ОГ – Δg_{NO_x} и ΔPM .

Как отмечалось в первой главе, наряду с проблемой улучшения экономических показателей силовых установок транспортной техники и уменьшения токсичности ОГ, выбрасываемых ими в ОС, серьезнейшей задачей является и снижение эмиссии CO_2 . Поэтому в

число функций отклика следует включить и изменение этого показателя.

В итоге для количественной характеристики изменения интересующих нас функций отклика, позволяющих оценить результат использования предложенного направления развития пневматической ГЭУ были использованы степени изменения этих функций:

$$\Delta \bar{\Phi}_i = \frac{\Phi' - \Phi''}{\Phi'} = 1 - \frac{\Phi''}{\Phi'} ; \quad (4.13)$$

где Φ' и Φ'' – значения i -й функций отклика до и после использования ТА и АСГ.

Таким образом, в экспериментах устанавливалась зависимость степеней изменения: эффективной мощности ГЭУ ($\Delta \bar{N}_{егэу}$), удельного эффективного расхода топлива ГЭУ ($\Delta \bar{g}_{егэу}$), удельных выбросов из ГЭУ в ОС оксидов азота и твердых частиц ($\Delta \bar{NO}_{хгэу}$, $\Delta \bar{PM}_{егэу}$), а также углекислого газа ($\Delta \bar{CO}_2_{егэу}$) от перечисленных выше трех факторов.

В результате кибернетическая модель рабочего процесса в ГЭУ была конкретизирована (рис. 29).

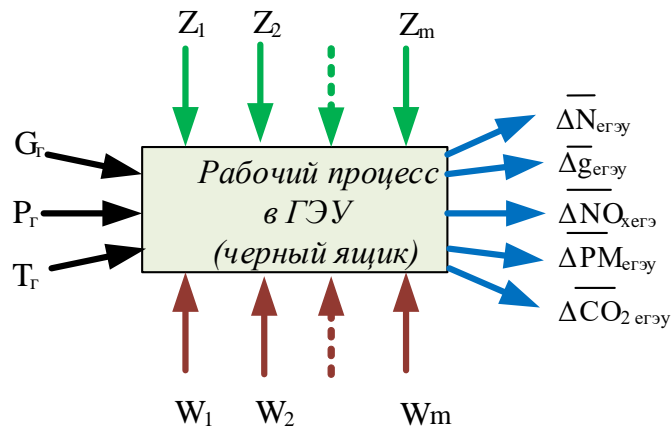


Рис. 29 – Кибернетическая модель рабочего процесса пневматической гибридной энергетической установке в конкретизированном виде

В качестве математической модели использовались уравнения регрессии первого порядка вида [62,63]:

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i X_i + \sum_{i \neq j}^k b_{ij} X_i X_j + \dots, \quad (4.14)$$

где X – кодовое значение фактора; $i, j = 1, 2, \dots, k$ – порядковые номера факторов; b_0, b_i, b_{ij} – коэффициенты уравнений, которые вычисляются по формулам:

$$b_0 = \frac{1}{N} \sum_u y_u; \quad b_i = \frac{1}{N} \sum_u X_{iu} y_u, \quad (4.15)$$

где y_u – значение исследуемого компонента в u -м опыте; X_{iu} – кодовое значение i -го фактора в u -м опыте; N – число опытов в плане за исключением опытов в нулевых точках.

Кодовые значения факторов получали по формуле [62]:

$$X_i = \frac{x_i - x_{i0}}{\Delta x_i}, \quad (4.16),$$

где X_i - кодовое значение i -го фактора;

x_i - натуральное текущее значение i -го фактора;

x_{i0} - начальный (нулевой) уровень i -го фактора;

Δx_i - интервал варьирования i -го фактора.

$$\Delta x_i = \frac{x_{i \max} - x_{i \min}}{2}. \quad (4.17)$$

После расчета коэффициентов проверяли их на статистическую значимость с помощью t -критерия Стьюдента. При исключении статистически незначимых коэффициентов b_{ii} проводили последовательный регрессионный анализ, т.е. коэффициент b_0 и оставшиеся коэффициенты b_{ii} пересчитывали по соответствующим формулам [62].

Адекватность модели проверяли с использованием критерия Фишера [64]. Для проверки гипотезы адекватности модели задавали уровень значимости $q=5\%$, число степеней свободы $v=N-1$ и $V_{2,ад}=N(m-1)$. Гипотеза адекватности полученной математической модели принималась в случае $F < F_{кр}$.

Для выполнения описанных выше действий в диссертации был использован программный комплекс «Планирование эксперимента» [65].

3.3 Экспериментальная установка

Для исследования рабочего процесса пневматической ГЭУ и оценки результатов аккумуляции энергии в виде сжатого воздуха, теплоты ОГ и воздуха СО поршневого ДВС

была создана экспериментальная установка, оборудованная системами, устройствами и аппаратурой, обеспечивающими проведение необходимых исследований. Общий вид и принципиальная схема установки показаны на рисунках 30 и 31.

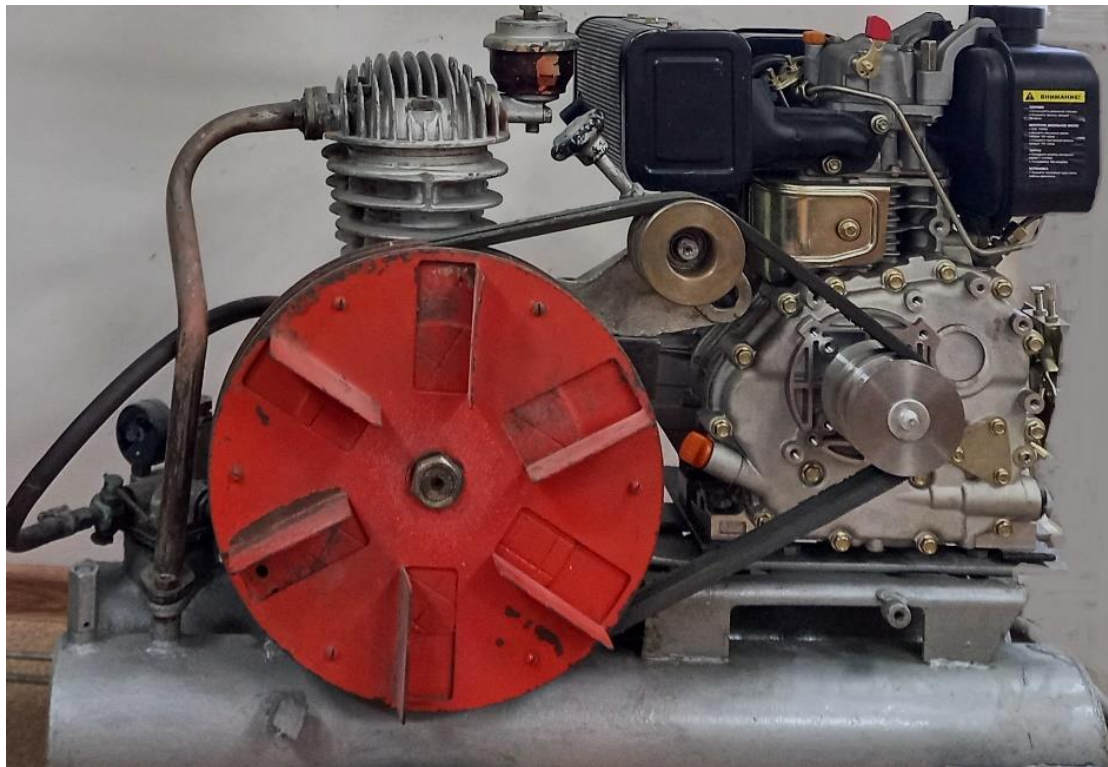


Рис. 30 – Общий вид экспериментальной установки

Экспериментальная установка включает: дизель 178F (6HP); компрессор СО-7А; ресивер воздушный РВ 200-10, $V = 0,2 \text{ м}^3$; площадь теплообмена ТА с рабочим телом, находящимся в ресивере, – $S = 0,92 \text{ м}^2$; пневматический двигатель; приборы для определения параметров ДВС и его ОГ; приборы для определения расхода топлива; приборы для определения параметров сжатого воздуха в ресивере; приборы для определения параметров ТА; приборы для определения параметров пневматического двигателя; газоанализатор для оценки содержания основных ВВ в ОГ, выбрасываемых в атмосферу; газовый счетчик.

На рисунке 32 показан внешний вид дизеля 178F (6HP), а в таблице 11 приведена его техническая характеристика.

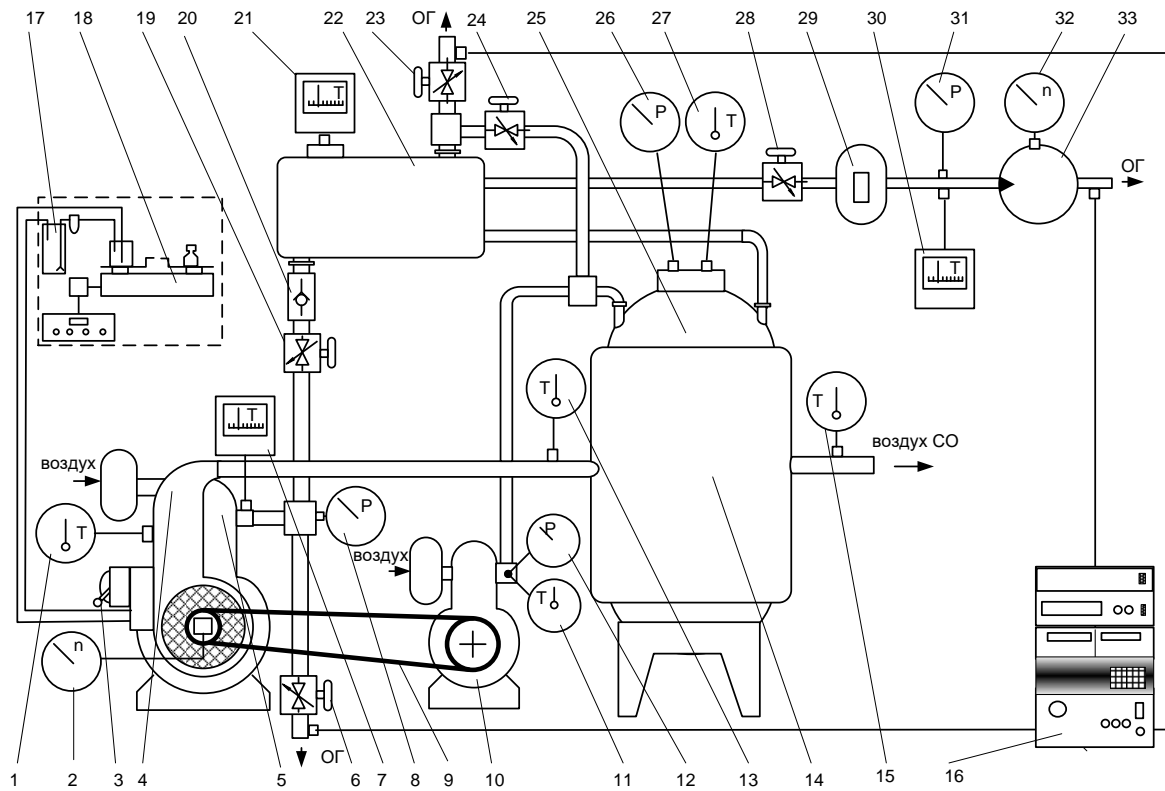


Рис. 31 – Принципиальная схема экспериментальной установки: 1, 11, 13, 15, 27 – термометры; 2 – тахометр ДВС; 3 – пульт управления подачей топлива ДВС; 4 – система охлаждения ДВС; 5 – ДВС; 6, 19, 23, 24, – запорные краны; 7, 21, 30 – термопара ХА с потенциометром; 8, 12, 26, 31 – манометры; 9 – привод компрессора; 10 – компрессор; 14 – тепловая изоляция ресивера; 16 – газоаналитическая система Тест-1С; 17 – топливный бак; 18 – расходомер топлива; 20 – запорный клапан; 22 – тепловой аккумулятор; 25 – ресивер; 28 – запорный кран управления пневматическим двигателем; 29 – газовый счетчик; 32 – тахометр пневматического двигателя; 33 – пневматический двигатель



Рис. 32 – Дизель 178F (6HP)

Техническая характеристика дизеля 178F (6HP)

Тип двигателя	Четырехтактный дизель воздушного охлаждения
Количество цилиндров	1
Диаметр цилиндра и ход поршня, мм	78 × 62
Рабочий объем цилиндров, см ³	296
Степень сжатия	20
Номинальная мощность при 3000 мин ⁻¹ , кВт (л.с.)	4,4 (6)
Максимальный крутящий момент при 2200 мин ⁻¹ , Н·м (кгс·м)	15,5 (1,5)
Минимальный удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	276,1
Масса, кг	31,2

В качестве компрессора ГЭУ используется компрессорная установка СО-7А (рис. 33) серийного исполнения [66], техническая характеристика которого приведена в табл. 12.

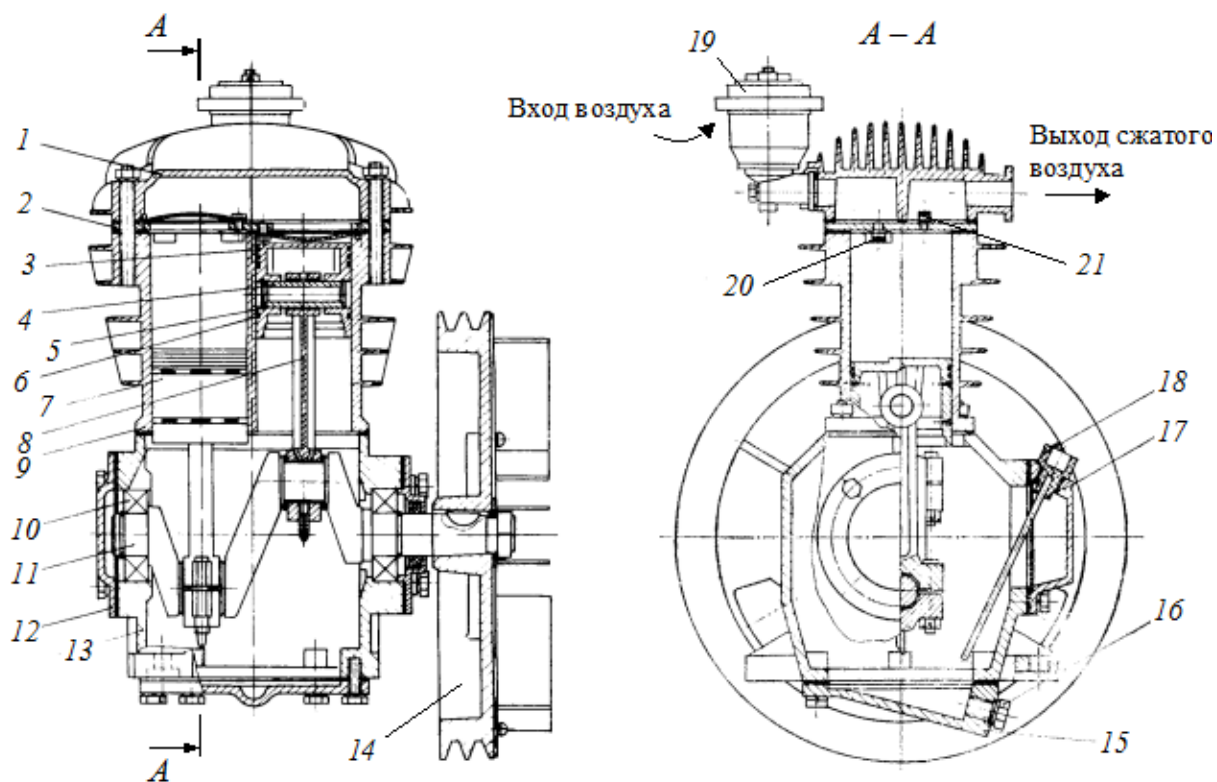


Рис. 33 Компрессор СО-7А:

1 – головка блока цилиндров; 2 – клапанная плита; 3 – компрессионное кольцо; 4 – поршневой палец; 5 – стопорное кольцо; 6 – маслосъемное кольцо; 7 – поршень; 8 – шатун; 9 – блок цилиндров; 10 – подшипник; 11 – коленчатый вал; 12 – крышка; 13 – картер; 14 – лопастной шкив-маховик; 15 – крышка нижнего люка; 16 – сливная пробка; 17 – крышка смотрового люка; 18 – масломер; 19 – воздушный фильтр; 20 – всасывающий клапан; 21 – нагнетательный клапан

Техническая характеристика компрессора СО-7А [66]

Тип компрессора	Двухцилиндровый, одноступенчатый, воздушного охлаждения
Диаметр/ход поршня , мм	78/85
Максимальное рабочее давление, МПа (атм)	0,6 (6,0)
Производительность приведенная к выходу, м ³ /мин (л/мин)	0,53(530)
Мощность привода/ частота вращения, кВт / об/мин	4,0 / 1000
Габаритные размеры, мм	360x360x550
Масса, кг	48

Для описания теплового состояния ТА ГЭУ пригодно нестационарное уравнение теплового баланса:

$$Q = c m \frac{dT}{d\tau}, \quad (4.11)$$

где Q – суммарный тепловой поток на поверхностях, ограничивающих объем ТАМ, в пренебрежении тепловыми потерями – это поток теплоты, подводимый (отводимый) от теплоносителя (к хладагенту) через поверхность теплообмена.

m – масса ТАМ;

c – средняя удельная массовая теплоемкость ТАМ;

T – среднеобъемная температура ТАМ;

Уравнение (11) достаточно точно, описывает пространственно-временное температурное поле ТА.

Его можно выразить уравнением:

$$Q = k F (T^* - T), \quad (4.12)$$

где T^* – средняя температура теплоносителя;

k – коэффициент теплопередачи;

F – площадь поверхности теплообмена.

Тепловой аккумулятор емкостного типа с двухфазным ТАМ был разработан и изготовлен в Челябинском военном автомобильном институте из теплообменника предпускового подогревателя ПЖД 600 (рис.34).

Корпус ТА (Рис.34) корпус 3 выполнен из нержавеющей стали и имеет полость циркуляции ОГ 7 с увеличенной площадью теплообмена, полость с теплоаккумулирующим материалом 6 в заправочной крышке установлен компенсатор теплового расширения 1 и термомпара 2. Во фланце 4 установлена теплообменная трубка 5 для циркуляции сжатого воздуха.

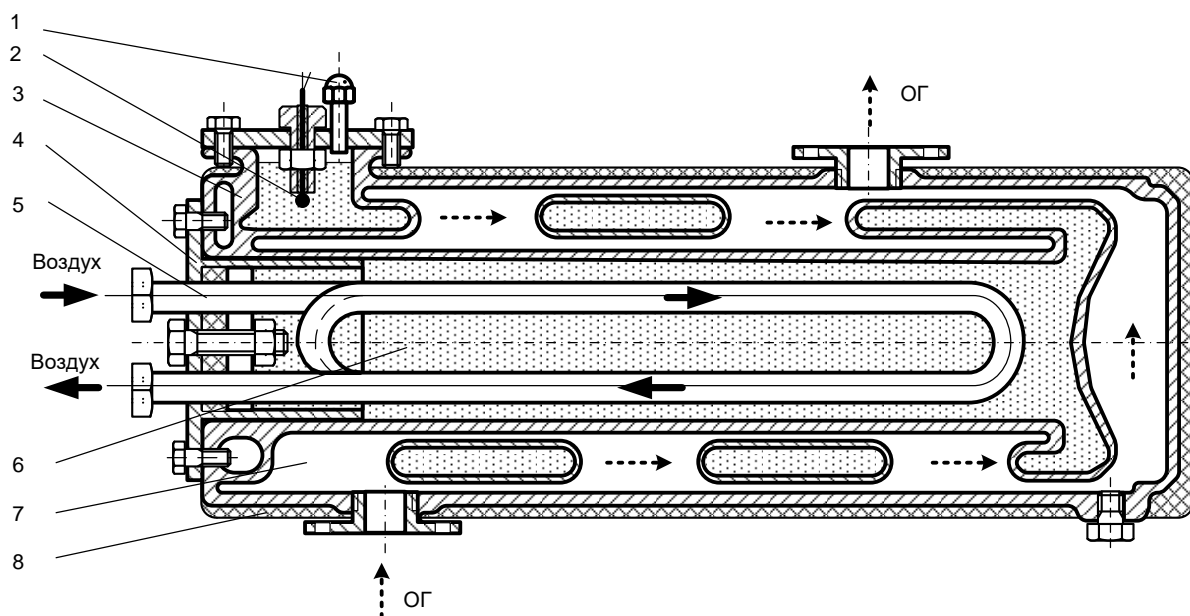


Рис. 34 – Устройство теплового аккумулятора: 1 – тепловой компенсатор; 2 – термопара; 3 – корпус теплового аккумулятора; 4 – фланец с уплотнителем; 5 – теплообменная трубка; 6 – теплоаккумулирующий материал; 7 – полость циркуляции отработавших газов; 8 – теплоизолятор

Отработавшие газы поступают в корпус теплового аккумулятора, передают теплоту через стенки для накопления теплоаккумулирующему материалу. Сжатый воздух движется по теплообменной трубке, нагревается, отбирая теплоту у теплоаккумулирующего материала. Техническая характеристика ТА приведена в таблице 12.

Таблица 12

Техническая характеристика теплового аккумулятора

<i>Наименование</i>	<i>Характеристика</i>
Тип теплового аккумулятора	Фазового перехода
Площадь поверхности теплообмена высокотемпературного контура, м ²	0,98
Газодинамическое сопротивление при продувке воздухом с температурой 25±10 °С при расходе 570±10 м ³ /ч, кПа	Не более 2,4
Теплоаккумулирующий материал	LiNO ₃
Масса ТА / ТАМ, кг	9 / 3,5

В качестве аккумулятора сжатого газа используется ресивер РВ 200-10 (рисунок 35) серийного исполнения. Он представляет собой емкость для хранения запаса сжатого воздуха, создаваемого компрессором.

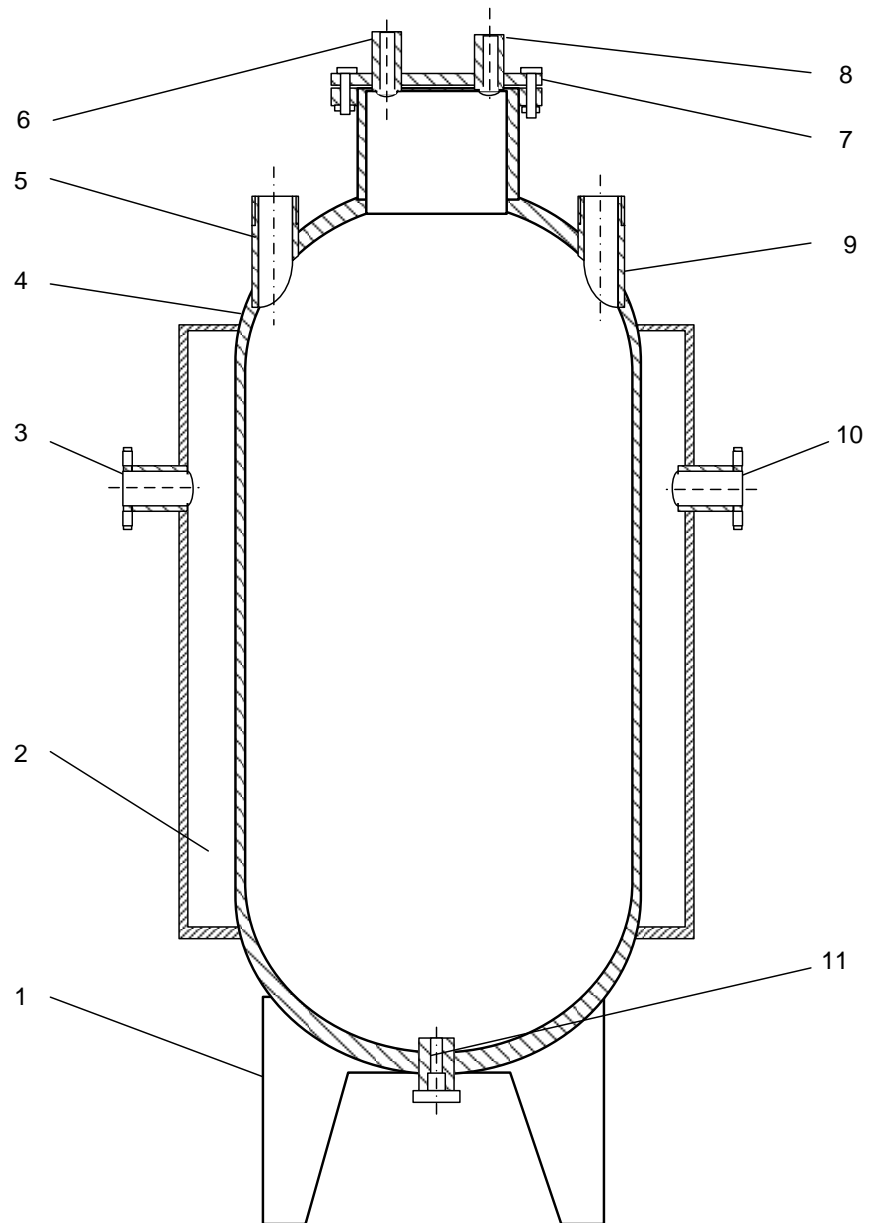


Рис. 35 – Устройство ресивера: 1 – основание; 2 – теплообменник; 3 – входной патрубок теплообменника; 4 – баллон ресивера; 5 – входной патрубок ресивера; 6 – патрубок манометра; 7 – крышка входной патрубков теплового аккумулятора; 8 – патрубок термометра; 9 – выходной патрубок ресивера; 10 – выходной патрубок теплообменника; 11 – сливная пробка.

На внешней части баллона ресивера установлен теплообменник с входным и выходным патрубком.

Объем ресивера составляет $0,2 \text{ м}^3$, максимальное рабочее давление 10 бар.

В качестве вторичного двигателя ГЭУ был использован пневматический двигатель MRV040A (HX6AM-V) (рис. 36) [67], техническая характеристика которого приведена в таблице 13.

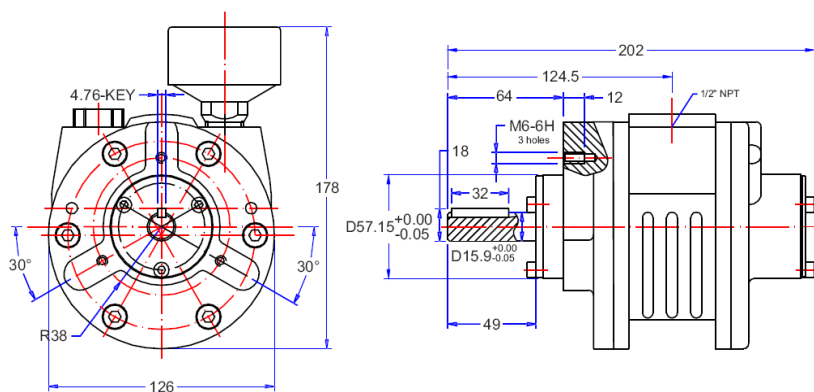


Рис. 36 – Пневматический двигатель MRV040A

Таблица 13

Техническая характеристика пневматического двигателя MRV040

<i>Тип двигателя</i>	<i>Пневматический, пластинчатый</i>
Максимальная мощность, кВт (л.с.)	2,7 (3,6)
Частота вращения при максимальной мощности, мин ⁻¹	3000
Крутящий момент, Н·м	11,8
Крутящий момент при максимальной мощности, Н·м	8,5
Расход воздуха на режиме холостого хода, м ³ /мин	3,4
Масса, кг	7,9
Давление на входе, МПа	0,63

Лопаточный пневмодвигатель состоит из цилиндра-корпуса, в котором на подшипниках размещен ротор, причем, размещен не прямо по центру полости, а со смещением относительно последнего. По всей длине ротора прорезаны пазы, в которые вставлены изготовленные из графита или иного материала лопатки. Лопатки выталкиваются из пазов ротора действием пружин, прижимаясь к стенкам корпуса и образуя между своей, корпуса и ротора поверхностями полость – рабочую камеру.

Сжатый воздух подается на вход рабочей камеры (подавать его можно с обеих сторон) и толкает лопатки ротора, что, в свою очередь, вызывает вращение последнего. Сжатый воздух проходит в полости между пластинками и поверхностями корпуса и ротора до выходного отверстия, через которое и выбрасывается в атмосферу.

Испытания ГЭУ проводились на передвижном стенде в Южно-Уральском государственном техническом колледже (г. Челябинск) (рис. 37).



Рис. 37 – Гибридная энергетическая установка на передвижном стенде

При проведении испытаний использовались приборы и оборудование, прошедшие поверку в установленном порядке. В таблице 14 приведен перечень измеряемых параметров и средств измерения.

Перед началом исследований была проведена экспериментальная фактическая оценка абсолютной погрешности измерительной системы «термопара-потенциометр». Термопары погружались в ванну с моторным маслом. Масло в ванне разогревалось на электроплите с включенным в ее электрическую цепь регулируемым реостатом. Выдержка при каждом замере составляла пять минут. Температура замерялась одновременно системой «термопара-потенциометр» и ртутным лабораторным термометром с ценой деления $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ и погрешностью цены деления $\pm 0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Замер температуры проводился через каждые $10\text{ }^{\circ}\text{C}$. По разнице показаний температуры на шкале потенциометра и лабораторного термометра определялась погрешность измерительной системы, составившая $1,5\text{--}2,0\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Перечень измеряемых параметров и средств измерения

<i>Измеряемый параметр</i>	<i>Наименование системы измерения, тип</i>	<i>Пределы измерения</i>	<i>Погрешность (класс точности)</i>
Частота вращения, мин ⁻¹ : - коленчатого вала дизеля; - вала пневматического двигателя.	Измеритель частоты вращения вала "Топаз 153.00"	1–120000	ПГ ± 1
Расход топлива, кг/ч	AVL 703 DS	0–80	ПГ ± 0,5%
Расход воздуха, м ³ /ч	Газовый счетчик РГ-600-1-1.5	150–1000	ПГ ± 2%
Атмосферное давление воздуха, кПа	Метеомер МЭС 202	80–110	ПГ ± 0,3
Температура воздуха в лаборатории, °С	Термогигрометр ИВА-6Б	0–50	ПГ ± 1
Влажность воздуха в лаборатории %	Термогигрометр ИВА-6Б	0–98	ПГ ± 3%
Температура головки цилиндра дизеля, °С	Измеритель температуры 2ТЦТ-47	0–300	КТ 0,2
Температура, °С: - газов на входе в компрессор, - воздуха, поступающего из СО, на входе в теплообменник ТА, - воздуха, поступившего из СО в теплообменник, на выходе из него, - температура в ресивере	Прибор ДТСО 065	0–180	КТ 0,2
Температура ОГ, °С: - на выходе из дизеля, - перед пневматическим двигателем, - в тепловом аккумуляторе	Прибор ДТПК 065	40–800	КТ 0,1
Давление ОГ на выпуске из дизеля, МПа	Датчик Метран-100-ДД	0–1,5	КТ 0,15
Давление воздуха после компрессора, кПа	Датчик Метран-100-ДД	0–200	КТ 0,15
Давление в ОГ в рубашке теплового аккумулятора, МПа	Датчик Метран-100-ДД	0–1,5	КТ 0,15
Давление газов в ресивере, МПа	Датчик Метран-100-ДВ	0–1,5	КТ 0,15
Давление газов перед пневматическим двигателем, МПа	Датчик Метран-100-ДВ	0–1,5	КТ 0,15
Выбросы NO _x с ОГ, ppm	Газоаналитическая система Тест-1С	0–5000	ПГ ± 3,5 %
Выбросы твердых частиц с ОГ, мг	Минитуннель МТ-120, весы Mettler Toledo AX26DR	0–6	ПГ ± 2 мкг

Изменение направления перемещения газов в ГЭУ осуществлялось с помощью запорных клапанов ЗМЗ-514 РКНУ.1213008 (рис. 38).



Рис. 38 Запорный клапан ЗМЗ-514 РКНУ.1213008

В качестве запорных кранов использовались высокотемпературные шаровые нержавеющие, полнопроходные фланцевые краны BV18. Такие краны применяются в системах с максимально допустимой рабочей температурой 600 °С. Максимально допустимое давление до 40 бар.

Для определения выбросов оксидов азота, оксида углерода и углеводородов использовалась газоаналитическая система Тест-1С (рис. 39), производства ООО «НПФ Экология», включающая комплект газоанализаторов, системы пробоотбора, пробоподготовки и управления.



Рис. 39 – Газоаналитическая система Тест-1С

Для определения содержания твердых частиц в ОГ использовался гравиметрический метод. Это вызвано тем, что косвенные методы, основанные на аппроксимационной зависимости концентрации твердых частиц от дымности и выбросов других токсичных веществ, имеют низкую точность. Суть метода заключается в пропускании разбавленных в определенной пропорции отработавших газов через стекловолокнистый фильтр с фторуглеродным покрытием или фильтр с фторуглеродной основой мембранного типа, который взвешивается до и после эксперимента. Фильтр должен иметь покрытие диоктилфтолат толщиной 0,3 мм, степень улавливания не менее 95 % при скорости потока газа от 35 до 80 см/с).

Испытательный комплекс для определения выбросов твердых частиц с ОГ дизелей различных типов включает в себя разбавительный туннель МТ-120 разработанный институтом TUV-UVMV (Чехия) (рисунок 40,а), систему пробоотбора на нагрузочном стенде, весы «Mettler Toledo» AX26DR для взвешивания фильтров (в климатической камере на виброизолирующем фундаменте, имеющие точность – 2 мкг) (рисунок 40,б), фильтры – «Pall Flex».

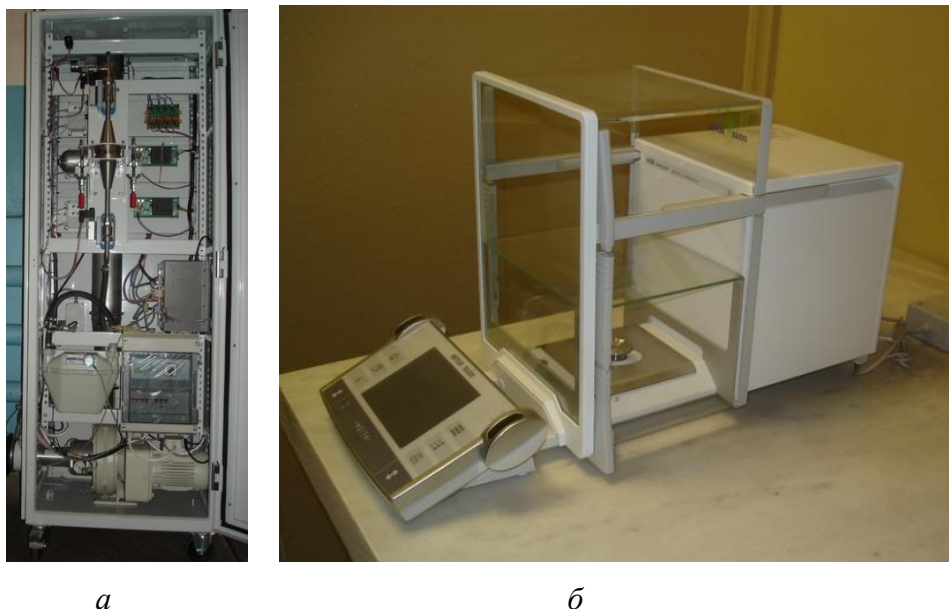


Рис. 40. – Система для измерения выбросов твердых частиц:

- а) - туннель МТ-120, б) - весы «Mettler Toledo» для взвешивания фильтров (в климатической камере на виброизолирующем фундаменте)

Общая схема комплекса приведена на рисунок 41.

Пробоотборник является изокINETической системой, в которой скорость и давление потока в отводящем патрубке должны совпадать с соответствующими параметрами основного потока ОГ. Для этого требуется обеспечить наличие невозмущенного и однородного потока у входа в пробоотборник, что достигается использованием у входа резонатора и трубы с прямым участком.

Условие равенства скоростей и давлений обеспечивается регулятором расхода FC1,

который считывает сигнал датчика давления DPT и управляет вытяжным насосом SB.

Коэффициент разделения потока пропорционален отношению площадей поперечных сечений труб EP и ISP. Разбавляющий воздух проходит через фильтр DAF, его температура поддерживается в диапазоне 25 ± 5 °С. Температура стенок туннеля DT не должна превышать 52 °С, для обеспечения этого условия использована система терморегулирования с микропроцессорным управлением

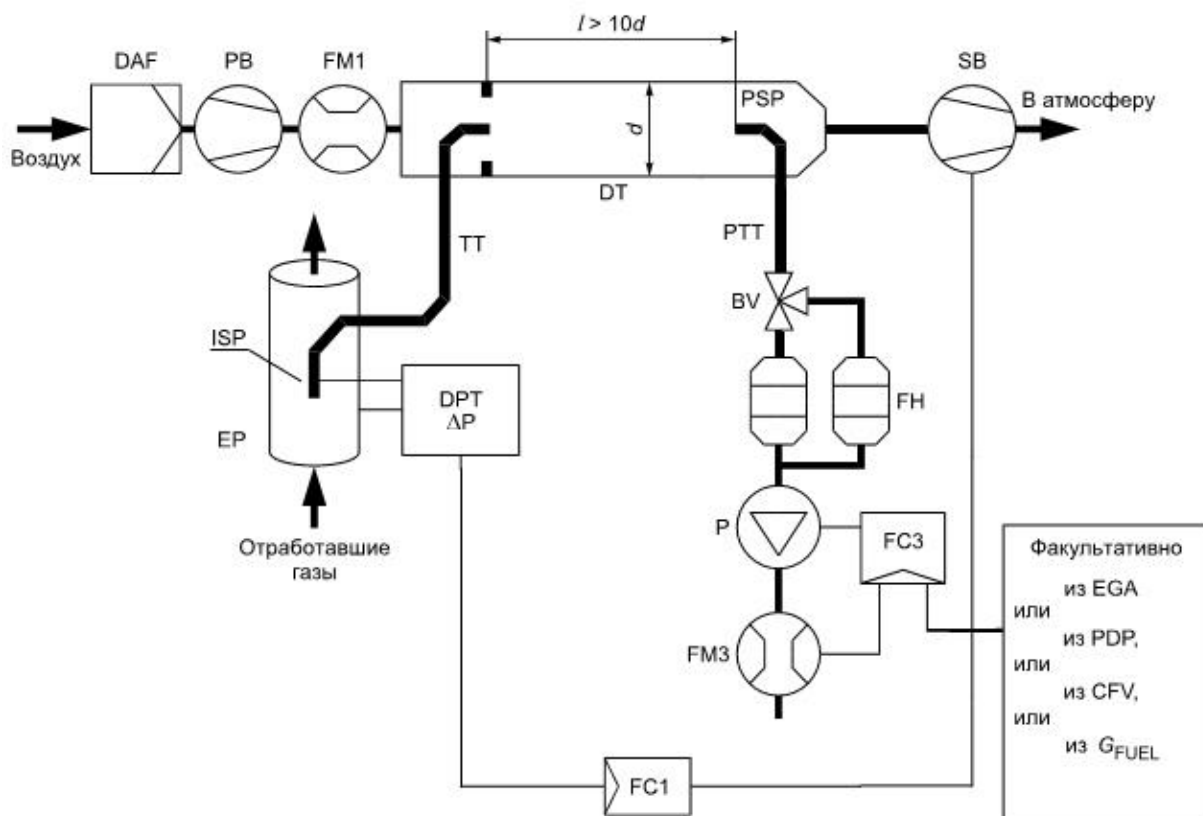


Рис. 41 – Схема системы отбора проб с разбавлением потока изокINETическим пробоотборником и частичным отбором проб: EP – выпускная труба, DT – туннель для разбавления, ISP – изокINETический пробоотборник, TT – подводящий патрубок, DPT – датчик давления, FC1 – регулятор расхода, PB – нагнетательный насос, DAF – воздушный фильтр, FM1 – расходомер воздуха, PSP – пробоотборник, PTT – патрубок, SB – вытяжной насос, BV – шатровый затвор, FH – фильтродержатель, FC3 – регулятор, P – насос для перекачки пробы, FM3 – расходомер

Система отбора проб необходима для осаждения на фильтре для отбора вредных частиц. Расход пробы контролируется регулятором FC3, работа которого аналогична регулятору FC1.

Испытательный комплекс управляется с помощью компьютера, на котором установлено специальное программное обеспечение для автоматического управления, обработки сигналов датчиков и вывода на дисплей промежуточных результатов испытаний.

Обработка результатов испытаний проводилась в соответствии с ГОСТ 18509-88 и ГОСТ 17.2.2.02 .

Подводя итоги экспериментальных исследований можно сделать вывод:

1. Разработана программа исследования процессов в пневматической ГЭУ с использованием тепловой энергии ОГ ДВС и воздуха его системы охлаждения. Программа включает три этапа.

Цель первого – определение работоспособности ГЭУ состоящей из дизеля, компрессора, ресивера, пневматического двигателя, а также уточнение диапазонов измерения всех показателей, подлежащих определению ходе экспериментального исследования. *Цель второго этапа* – определение объема производимых ОГ дизеля, определение производительности компрессора, определение влияния температуры ОГ дизеля на температуру теплового аккумулятора и на температуру воздуха, выходящего из системы охлаждения дизеля, определение влияния температуры теплоаккумулирующего материала теплового аккумулятора на температуру и давление газов в ресивере, определение влияния температуры воздуха, выходящего из системы охлаждения дизеля, на температуру газов в ресивере и давление в ресивере, определение влияния доли теплоты отводимой с ОГ и воздуха, выходящего из системы охлаждения дизеля, их температуры, на содержание вредных веществ в выбрасываемых в атмосферу ОГ и удельный эффективный расход топлива. *Цель третьего этапа* – определение влияния температуры, давления и объема производимых газов ГЭУ на ее эффективные и экологические показатели. Для оценки влияния указанных факторов на степени изменения: эффективной мощности ГЭУ, удельного эффективного расхода топлива ГЭУ, удельных выбросов из ГЭУ в ОС оксидов азота и твердых частиц, а также углекислого газа.

2. Разработана методика проведения каждого этапа экспериментального исследования.

3. Изготовлена оригинальная пневматическая ГЭУ, позволяющая использовать бросовую тепловую энергию ОГ и СО для повышения ее экономических и экологических показателей. Создана экспериментальная установка для исследования рабочего процесса аккумуляирования и преобразования энергии ГЭУ, в виде сжатого воздуха, теплоты ОГ и системы охлаждения поршневого ДВС в пневматическом двигателе.

Глава 4 РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

4.1. Определение показателей элементов гибридной энергетической установки

В соответствии с разработанной программой на первом этапе экспериментального исследования были определены показатели первичного двигателя ГЭУ (дизеля 178F (6HP)); компрессора (СО-7А); ресивера (РВ 200-10); теплового аккумулятора и вторичного (пневматического) двигателя.

При проведении экспериментов по определению основных характеристик и параметров ДВС ГЭУ на стандартном (установившемся) режиме работы регулировочный винт рейки топливного насоса был установлен в исходное положение, соответствующее заводским настройкам номинального режима. При проведении экспериментов на переменной частоте вращения, рейка топливного насоса для каждого опыта выставлялась в новое положение.

Для характеристики положения регулировочного винта рейки приняты следующие обозначения: $h-0$ – рейка топливного насоса находится в исходном положении (заводская установка); $h-4$ – рейка топливного насоса смещена на 4 мм от исходного положения в сторону уменьшения цикловой подачи топлива.

Эксплуатационные показатели первичного двигателя оценивались по нагрузочной и скоростной характеристикам (рис. 42, 43), в случае привода им компрессора. Проведенные эксперименты показали, что при изменении нагрузки в пределах от холостого хода до номинального значения частот вращения коленчатого вала всережимный регулятор частоты вращения обеспечивает регулирование подачи топлива G_T в зависимости от величины нагрузки практически по линейному закону.

Как видно, зависимость удельного расхода топлива от величины нагрузки имеет нелинейный характер. Во всем диапазоне изменения нагрузки стандартная система регулирования ДВС ГЭУ обеспечивает стабилизацию частоты вращения коленчатого вала в определенных пределах. В ходе экспериментов была установлена зависимость между режимом работы дизеля и температурой его ОГ. Температура ОГ двигателя изменялась в зависимости от нагрузки от 450 до 700 К, режим работы дизеля устойчивый, вибрация не превышает допустимых пределов.

На рисунке 43 показана скоростная характеристика дизеля, рабочие режимы которой оптимизированы по удельному расходу топлива на частотах от 2500 до 3000 мин⁻¹. Крутящий момент имеет максимальное значение на частотах от 2000 до 2500 мин⁻¹.

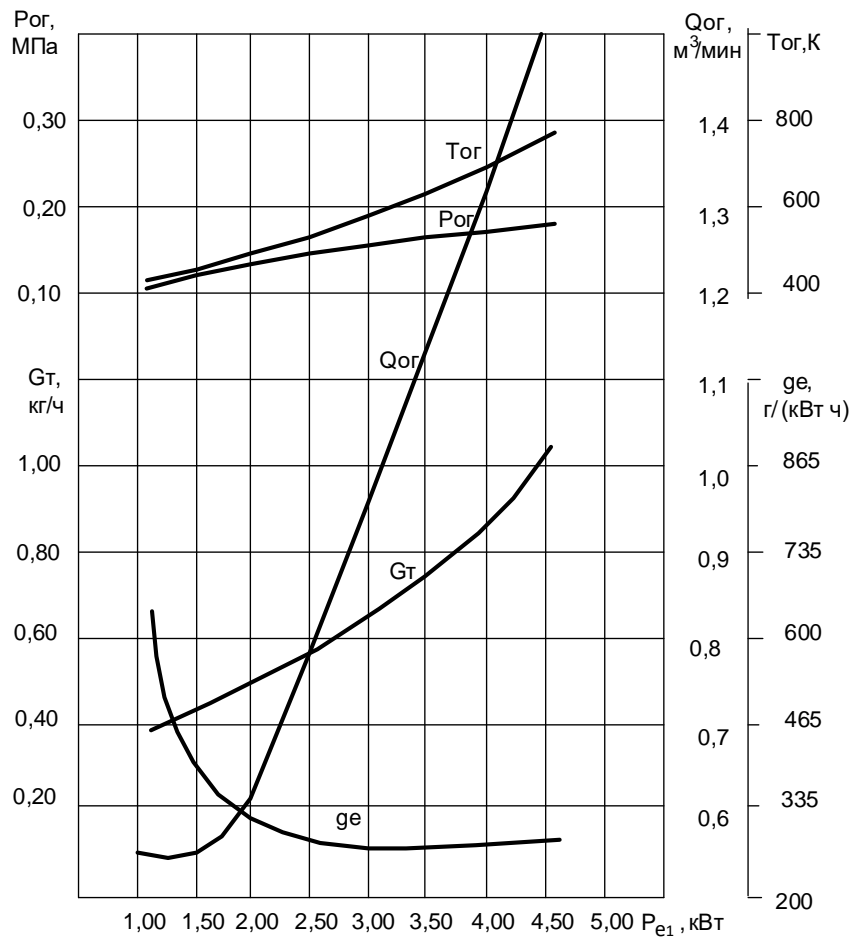


Рис. 42. Нагрузочная характеристика дизеля 178 F

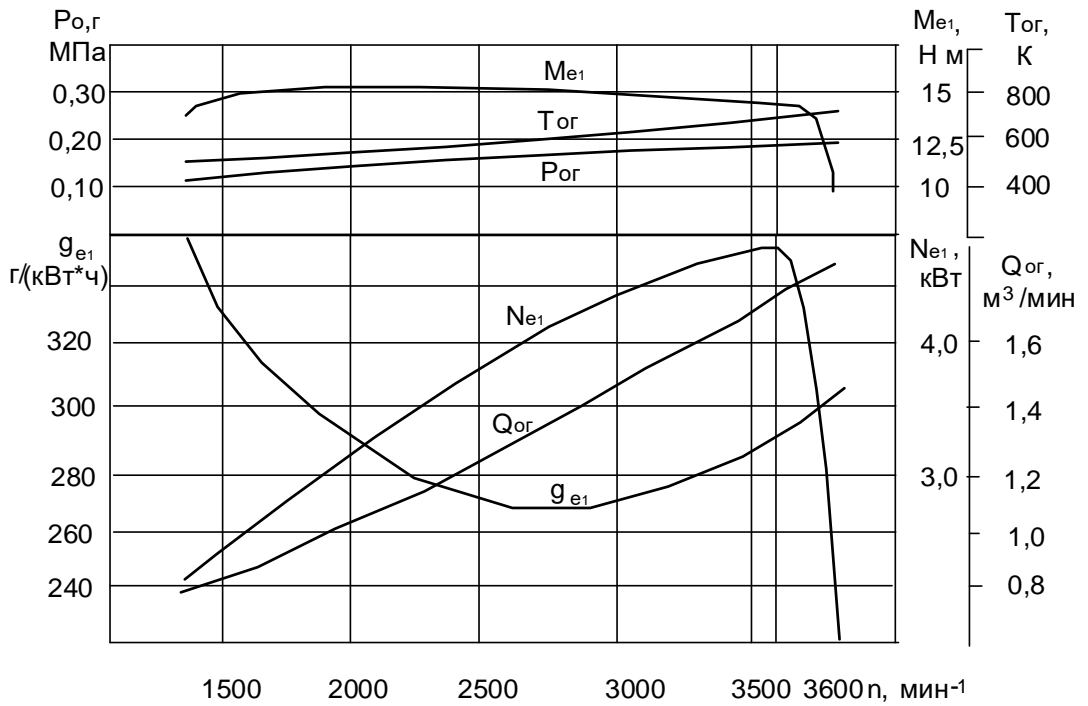


Рис. 43. Скоростная характеристика дизеля 178 F

Из скоростной и нагрузочной характеристик видно, что в диапазоне от 1750 до 3500 мин⁻¹ частоты вращения обеспечивает оптимальную экономию топлива во всем диапазоне рабочих режимов, при этом максимальная экономия достигается в режимах средних нагрузок. В тоже время температура и давление ОГ увеличиваются пропорционально росту частоты вращения вала.

Механические потери в двигателе определены методом холодной прокрутки и составили для номинального режима $N_{e1 \text{ ном}} = 4,6$ кВт, механический КПД составил 68 %. Эффективный КПД дизеля при номинальной нагрузке составил 30,6 %.

На рисунке 44 показан тепловой баланс первичного двигателя при его работе на номинальном режиме.

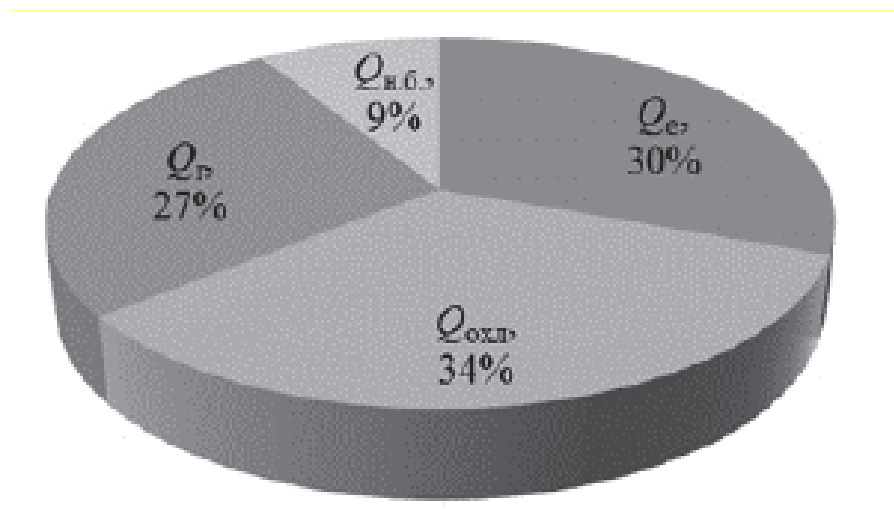


Рис. 44. Тепловой баланс дизельного двигателя 178F на номинальном рабочем режиме

Тепловой баланс показывает Q_e – количество теплоты, эквивалентное эффективной работе; $Q_г$ – количество теплоты, уносимое с отработавшими газами; $Q_{охл}$ – количество теплоты, отводимое системой охлаждения; $Q_{н.б.}$ – невязка теплового баланса.

Затем была определена взаимосвязь объемного расхода ОГ с эффективной мощностью первичного двигателя и частотой вращения его коленчатого вала (рис. 45). Как видно, имеет место практически линейная зависимость расхода ОГ от частоты вращения вала дизеля.

На рисунке 46 представлено семейство регуляторных характеристик дизеля 178F, снятых при различных положениях управляющего органа подачи топлива h . Здесь также нанесена линия максимальных мощностей частичных скоростных режимов – 1, полученная по результатам проведенных экспериментов.

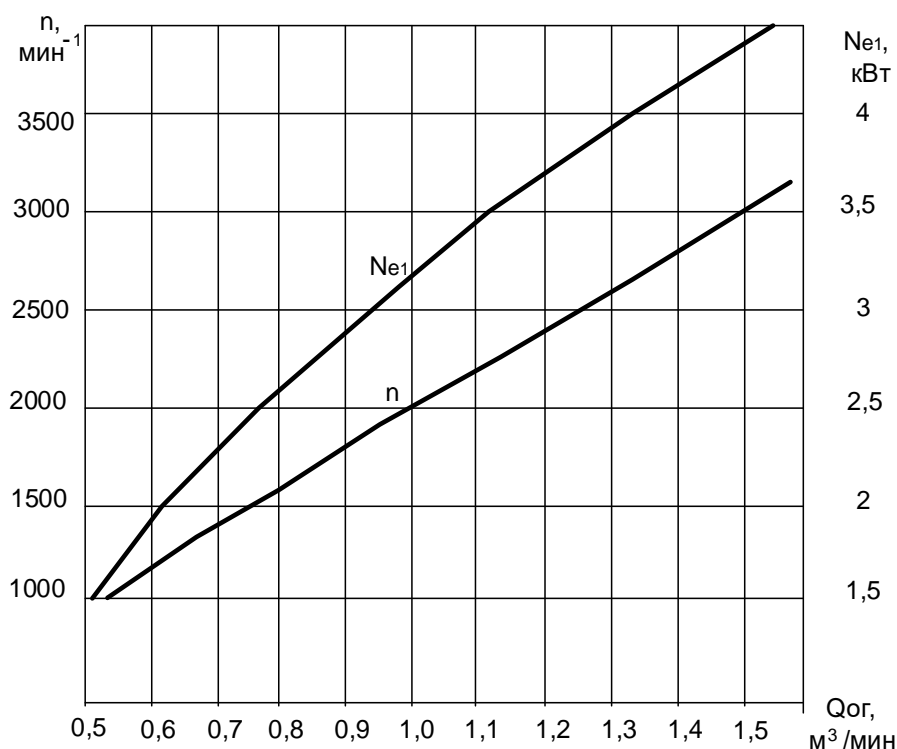


Рис. 45. Взаимосвязь объемного расхода отработавших газов, эффективной мощности и частоты вращения коленчатого вала дизеля

Для обеспечения наиболее экономичных режимов работы дизеля в процессе эксплуатации полученная линейная зависимость должна быть смещена вниз до заводской установки режима номинальной мощности: $h-0 - N_{e1} = 4,4$ кВт (линия 2).

Для обеспечения устойчивой работы дизеля в области малых нагрузок следует ограничить его минимальную рабочую частоту вращения на уровне 1500 мин⁻¹, что соответствует смещению топливной рейки на 12 мм от заводской установки (линия 3). Дальнейшее снижение частоты вращения нецелесообразно, так как при низких частотах значительно увеличивается неравномерность процессов распыления и сгорания топлива, что приводит к неустойчивым режимам работы двигателя.

В результате проведенного эксперимента определен диапазон перемещения рейки топливного насоса дизеля 178F, необходимый для реализации режима управления по критерию минимума расхода топлива, который составляет 12 мм от $h-0$ в режиме номинальной мощности до $h-12$ в режиме малых нагрузок, при рабочем диапазоне частот вращения от 3000 до 1500 мин⁻¹ (см. рис. 46).

В результате получена функциональная зависимость, связывающая положение рейки топливного насоса дизеля, минимальный удельный расход топлива первичного двигателя и нагрузки (рис. 47).

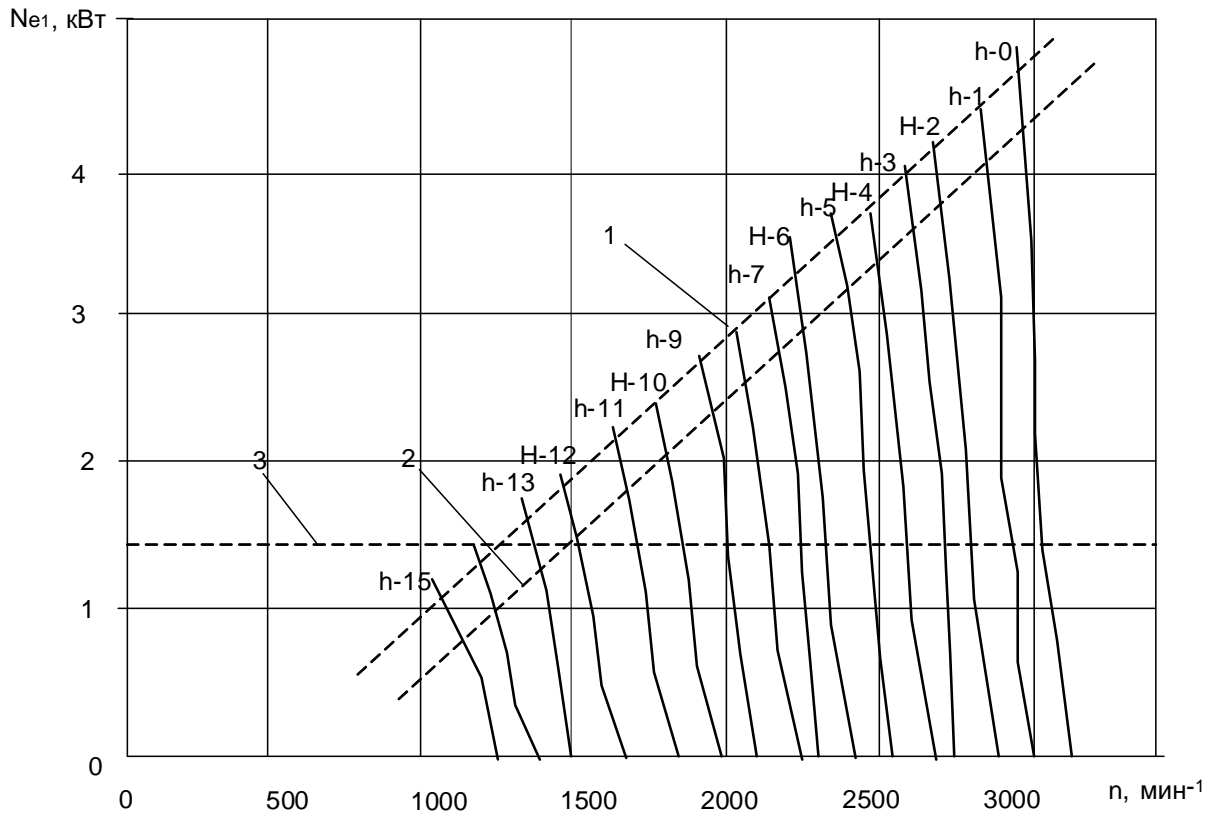


Рис. 46. Регуляторные характеристики дизеля 178F

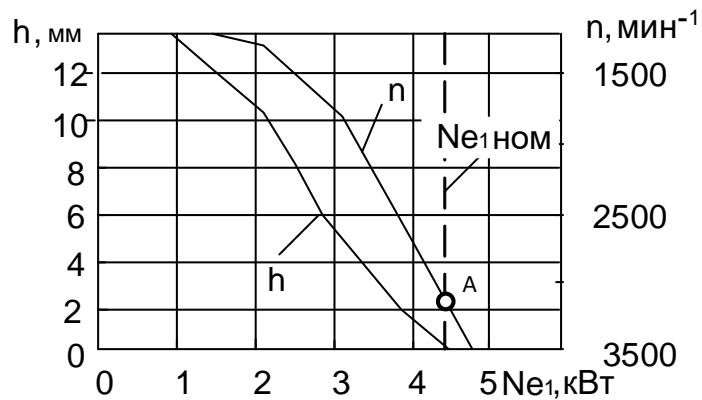


Рис. 47. Зависимость, связывающая положение рейки топливного насоса дизеля с первичного двигателя с нагрузкой (точка А – наиболее эффективное положение рейки топливного насоса, обеспечивающее минимальный удельный расход топлива)

В ходе экспериментов также были установлены зависимости между:

- положением ручки подачи топлива и показателями ДВС.
- температурой цилиндра двигателя, воздуха на выходе из СО и эффективной мощностью дизеля (рис. 48).

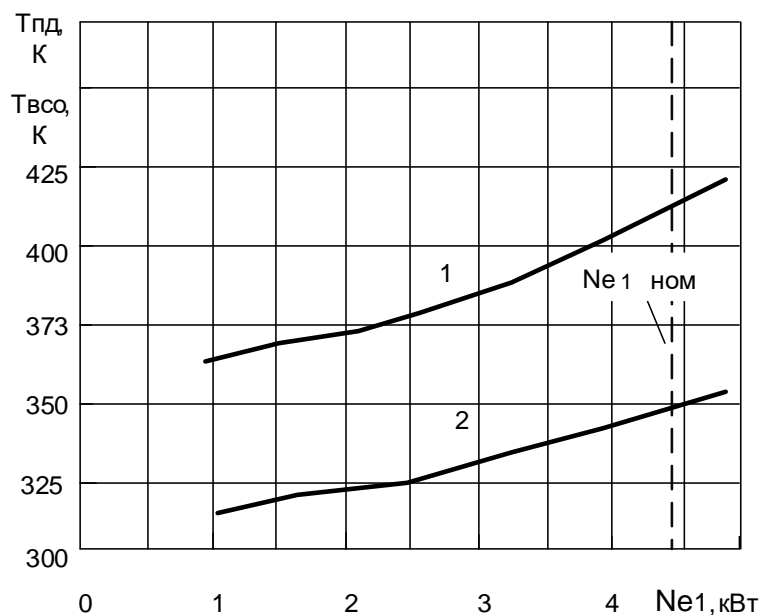


Рис. 48. Изменение температуры цилиндра первичного двигателя (1) и температуры воздуха (2) на выходе из его системы охлаждения в зависимости от мощности дизеля

Также были определены взаимосвязи между мощностью, удельным расходом топлива первичного двигателя и: расходом (рис. 49) температурой (рис. 50) и давлением ОГ (рис. 51)

Температура воздуха на выходе из системы охлаждения практически прямолинейно зависит от эффективной мощности первичного двигателя, $T_{всо}=340\text{К}$ при номинальной мощности последнего.

Рассматривая зависимость изменения расхода ОГ от мощности можно отметить замедленный рост расхода при изменении мощности в интервале от 1 кВт до 2 кВт, при повышении мощности от 2 кВт до 4,5 кВт расход растет с большей интенсивностью. Это связано с более интенсивным отводом теплоты от ОГ в стенки цилиндропоршневой группе деталей КШМ.

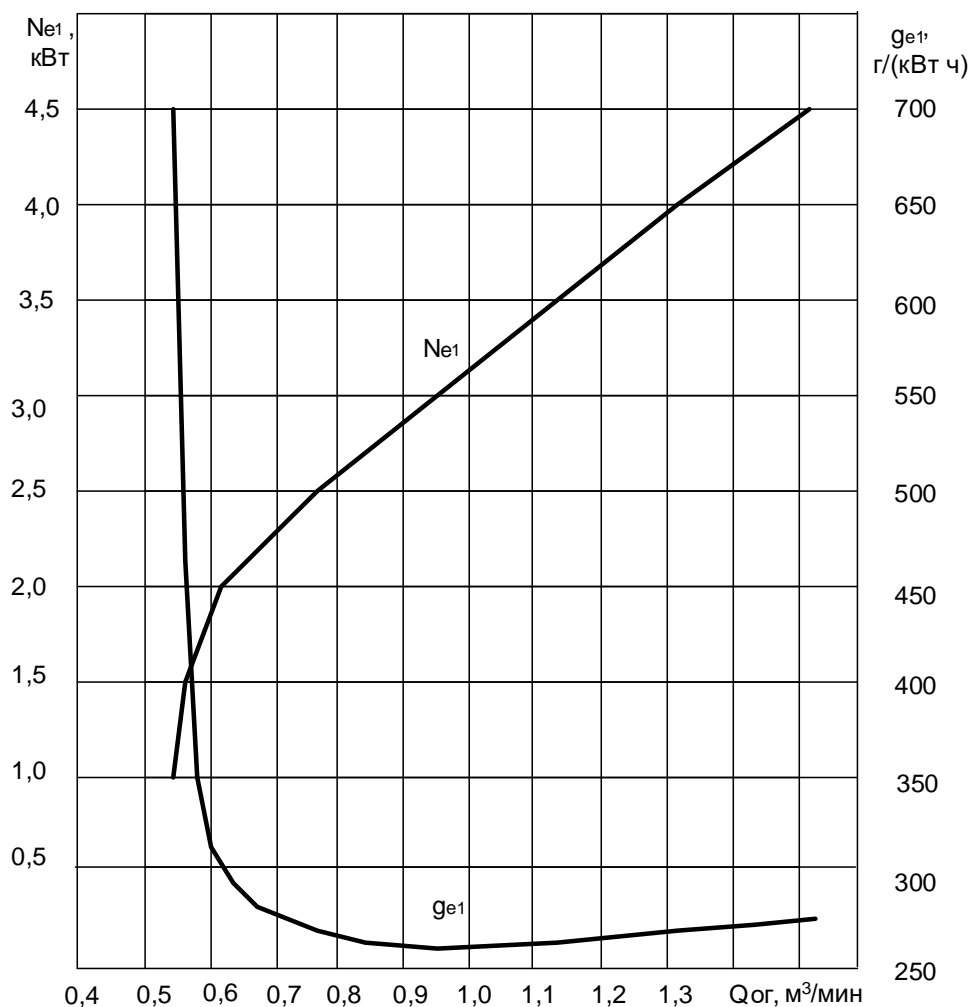


Рис. 49. Взаимосвязь расхода отработавши газов, мощности и удельного расхода топлива первичного двигателя

Зависимость расхода ОГ первичного двигателя от удельного эффективного расхода топлива указывает на максимальные влияние последнего при максимальных показателях g_{e1} от 290 г/кВт*ч до 700 г/кВт*ч, а при минимальных показателях удельного расхода от 260 до 290 г/кВт*ч расход ОГ изменяется стабильно от 0,7 м³/мин до 1,5 м³/мин. Это объясняется жесткой зависимостью расхода ОГ от эффективной мощности первичного двигателя.

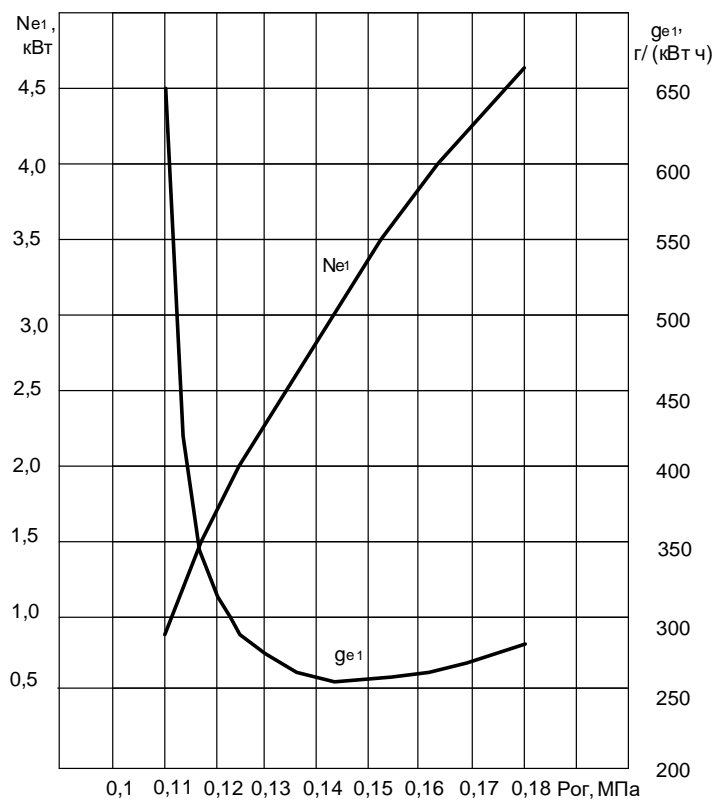


Рис. 50. Взаимосвязь давления отработавших газов, мощности и удельного расхода топлива первичного двигателя

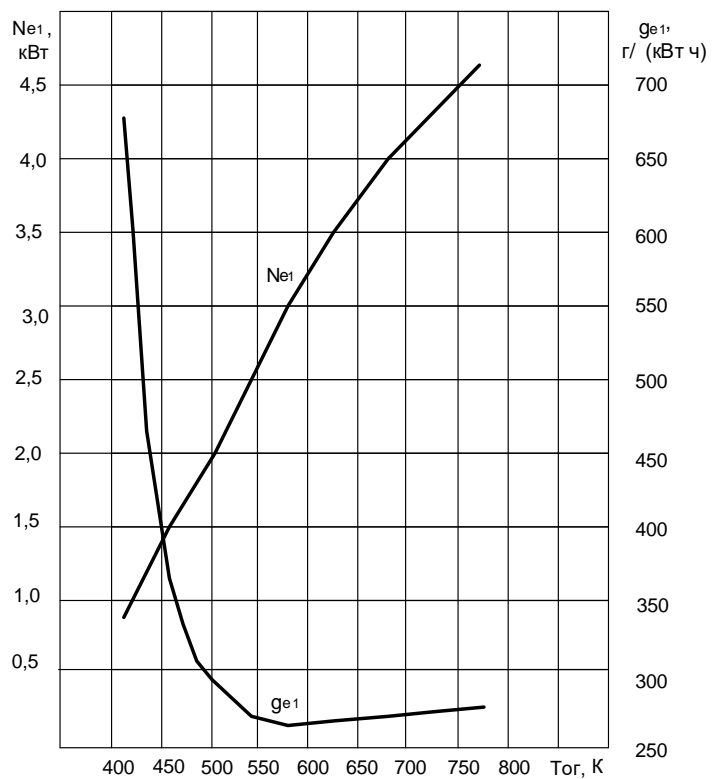


Рис. 51. Взаимосвязь температуры отработавших газов, мощности и удельного расхода топлива первичного двигателя

На наиболее экономичных режимах $g_{e1} < 275 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$ работы первичного двигателя от $N_{e1}=2,5 \text{ кВт}$ до $N_{e1}=4,5 \text{ кВт}$ давление $P_{ог}$ изменяется в пределах $0,13 \text{ МПа}$ до $0,18 \text{ МПа}$, а температура отработавших газов $T_{ог}$ изменяется от 550 К до 750 К .

Далее были оценены выбросы с ОГ первичного двигателя в атмосферу. Результаты проведенных экспериментов приведены в таблице 15 и на рисунках 52–54

Таблица. 15

Результаты оценки выброса некоторых вредных веществ первичным двигателем при работе на стандартном режиме

Показатель	Результат эксперимента		
	n= 1000	n = 2000	n ≥ 2000
NO _x , г/(кВт·ч)	10,5	7,6	7,7
CO ₂ , г/(кВт·ч)	200	100	82
Дымность ОГ (натуральный показатель ослабления светового потока)	Не более $1,76 \text{ м}^{-1}$		
Удельный средневзвешенный выброс твердых веществ (PM), г/(кВт·ч)	0,01	0,02	0,04

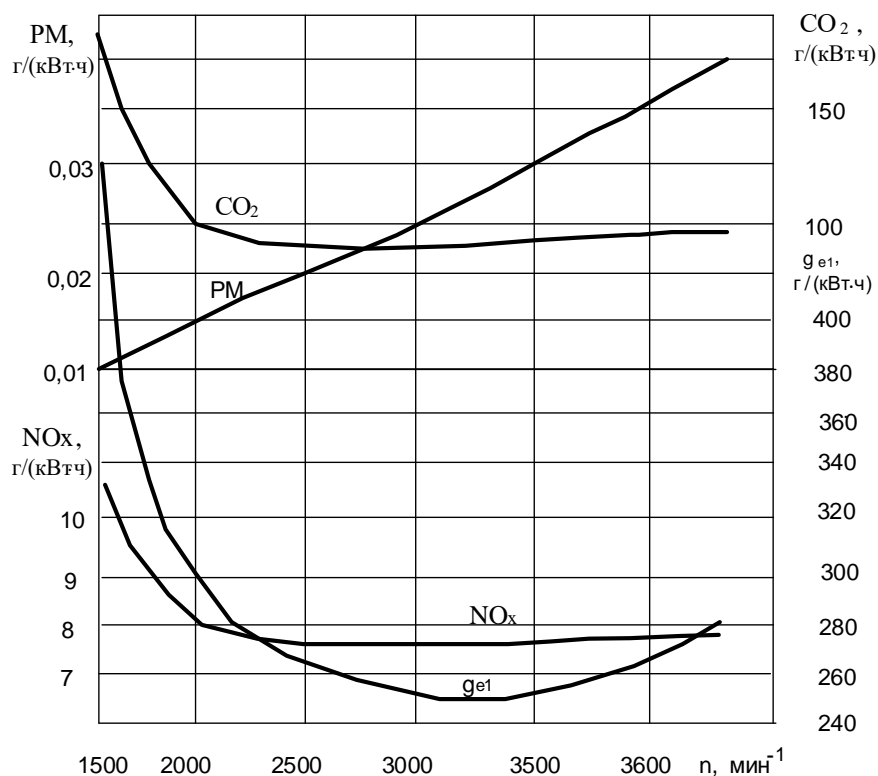


Рис. 52. Зависимость содержания вредных веществ в отработавших газах первичного двигателя от частоты вращения коленчатого вала

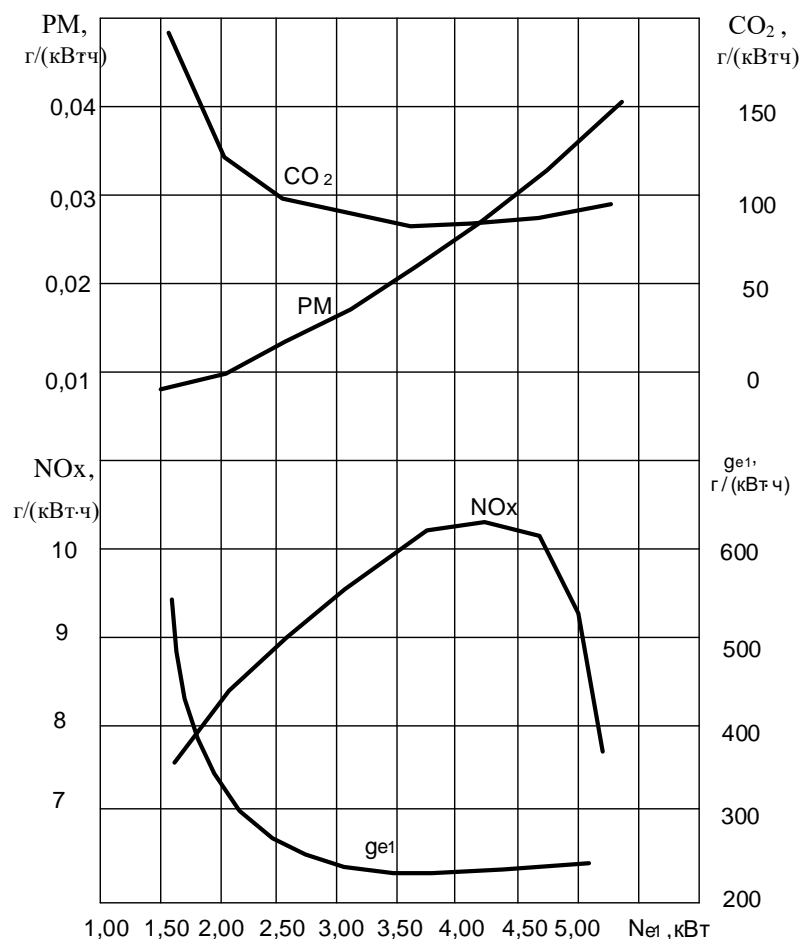


Рис. 53. Зависимость содержания вредных веществ в отработавших газах первичного двигателя от нагрузки

По результатам проведенных экспериментов можно сделать следующие выводы. Увеличение нагрузки на дизель, компенсируемое повышением цикловой подачи топлива, приводит к росту максимальных давлений и температур цикла и, соответственно, к увеличению концентрации NO_x в ОГ, увеличению времени испарения топлива, что влечет рост концентрации продуктов неполного сгорания. Однако характер изменения удельных величины выбросов ВВ не столь однозначен. Общей закономерностью образования токсичных компонентов в ОГ дизелей является рост продуктов неполного сгорания (CO , PM) по мере увеличения нагрузки (рис. 53), когда коэффициент избытка воздуха понижается от 6–8 единиц на холостом ходу до 1,4–1,6 на режиме номинальной мощности.

Из зависимости NO_x и CO видно, что при повышении нагрузки, оксиды азота уменьшаются, так как кислород заметно падает. Содержание CO по началу падает, так как кислорода вполне достаточно чтоб закончить химическую реакцию для образования CO_2 , но с постепенным уменьшением кислорода, показатель CO начинает возрастать, так как CO уже сложнее найти молекулу кислорода для завершения реакции.

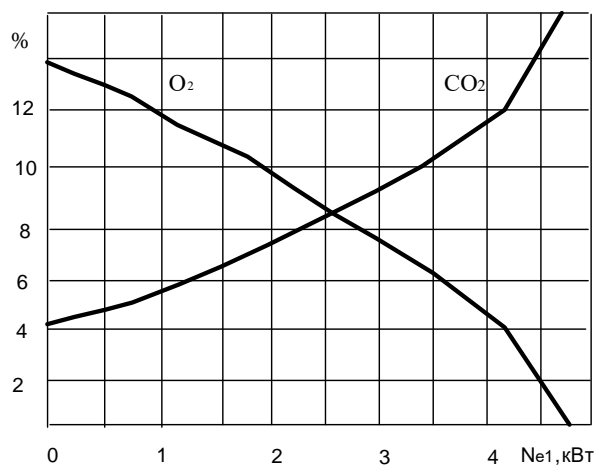


Рис. 54. Зависимость содержания кислорода и углекислого газа в отработавших газах первичного двигателя от нагрузки

По зависимости выбросов O_2 и CO_2 в ОГ от нагрузки видно (рис. 54), что при её повышении содержание кислород падает, а количество CO_2 увеличивается, следовательно, весь кислород более полно расходуется на горение топлива в камере сгорания, что говорит о эффективной работе двигателя при средней нагрузке (70 %).

Из проведенных опытов видно, что наиболее эффективный режим работы дизельного двигателя наблюдается при средней нагрузке (50–70 %). В таком режиме обеспечивается низкое содержание вредных веществ CO и NO_x и большое количество CO_2 в ОГ. Кислород практически полностью расходуется на реакцию горения, что говорит о малом содержании O_2 в ОГ. Значения выброса очень важны, так как от содержания веществ в ОГ зависит расход топлива и эффективность работы двигателя. При данном режиме работы наносится минимальный вред окружающей среде, посредством меньшего выброса ВВ в атмосферу.

В ОГ дизелей на режиме холостого хода содержится всего около 0,1 % (по объему) CO , концентрация которого увеличивается при росте среднего эффективного давления вплоть до 0,2 % на режиме полной подачи топлива.

Образованию углеводородов в продуктах сгорания дизелей способствуют относительно низкие температуры среды и локальный дефицит кислорода.

Поэтому при работе дизелей на малых нагрузках и на режиме холостого хода регистрируется наибольшее количество углеводородов (вплоть до $0,8 \text{ г/м}^3$). Минимум выбросов CH проходит при $p_e = 0,4–0,6$ МПа, а при полной подаче топлива, вследствие локального дефицита кислорода в зонах диффузионного горения, концентрация CH вновь повышается. Еще более значительным при повышении нагрузки является рост выбросов сажи.

Резкое повышение дымности, начиная с $p_e = 0,4–0,5$ МПа, объясняется ухудшением процессов смесеобразования, изменением общего и локальных коэффициентов избытка

воздуха и замедлением диффузионной стадии сгорания на фоне повышающейся температуры в зоне пламени. В результате для каждого типа дизеля существуют предельные значения цикловой подачи, при которых можно обеспечить удовлетворение нормативов по выбросу РМ. Такая цикловая подача устанавливается при регулировке топливных насосов высокого давления и не должна выходить за эти пределы в процессе эксплуатации.

Количество оксидов азота в ОГ дизелей по мере роста нагрузки также возрастает, достигая максимума при $p_e=0,5-0,6$ МПа, что объясняется ростом температурного уровня цикла при сохранении достаточного количества несвязанного кислорода.

Дальнейший рост нагрузки приводит к ухудшению смесеобразования вследствие увеличения цикловых подач топлива и появления в камере сгорания большого числа зон, переобогащенных топливом. В этих зонах уменьшается температура и недостаточна концентрация несвязанного кислорода, что уменьшает эмиссию NO_x в ОГ. При работе дизеля по скоростной характеристике с увеличением частоты вращения коленчатого вала наблюдается некоторое снижение выбросов CO и CH , что объясняется интенсификацией процессов впрыскивания и распыливания топлива и усилением вихревого движения воздушного заряда.

По этим же причинам уменьшается концентрация сажи, что обуславливает снижение дымности K_x . Однако такое улучшение экологических характеристик происходит только до определенного режима (примерно до $n = 1700-2000$ мин^{-1}). Дальнейший рост частоты вращения коленчатого вала сокращает время и ухудшает качество смесеобразования, что ведет к повышению концентрации CO и CH и увеличению выбросов сажи, сопровождающегося повышением дымности. При определенной для каждого типа дизеля частоте вращения наступает предел дымления, что ограничивает его быстроходность.

Увеличение частоты вращения коленчатого вала слабо влияет на выброс оксидов азота, хотя, как показано на рисунке 52, максимальное содержание NO_x соответствует режиму полного и быстрого сгорания топлива, когда содержание CO и CH минимально.

Уменьшение частоты вращения коленчатого вала дизеля ведет к увеличению времени, отводимого на процесс смесеобразования, что позволяет повысить его качество, а также к уменьшению длительности процесса сгорания, что влечет повышение максимальных температур и давлений сгорания.

Далее были определены основные характеристики и параметры компрессора CO-7A при передаточном числе привода от первичного двигателя $i_{пр} = 3/1$ на стандартном режиме работы дизеля показаны на рисунке 55.

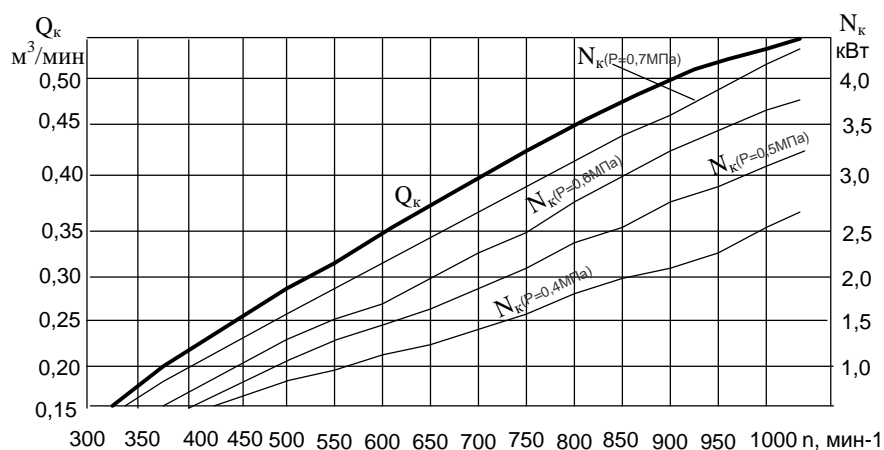


Рис. 55. Скоростная характеристика компрессора

При проведении экспериментов по определению параметров ресивера на стандартном режиме работы было определено, что номинальное давление в ресивере 0,7 МПа и максимальная температура газов при подаче ОГ из первичного двигателя составила 750 К. Температура воздуха на выходе из СО дизеля при оптимальной температуре стенок цилиндра двигателя 400 К составляла 350 К

При проведении экспериментов по определению основных характеристик и параметров ТА ГЭУ на стандартном режиме работы при максимальной температуре ТА 750 К получены следующие результаты (рисунок 56).

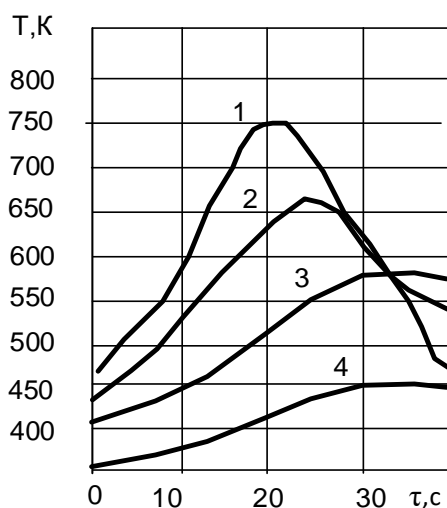


Рис. 56. Изменение температуры отработавших газов на входе в тепловой аккумулятор (1), температуры теплоаккумулирующего материала (3), температуры сжатого воздуха (4) и отработавших газов на выходе из теплового аккумулятора (2) за 40 секундный цикл зарядки-разрядки.

В ходе эксперимента установлено, что при температуре ОГ 750 К ТАМ прогревается до температуры 570 К, отдавая при этом часть теплоты сжатому воздуху и нагревая последний до 450 К.

При работе по европейскому городскому испытательному циклу Dt Правил № 83-05 ЕЭК ООН изменение теплоты ОГ, ТАМ и сжатого воздуха соответствует параметрам, представленным на рисунке 57.

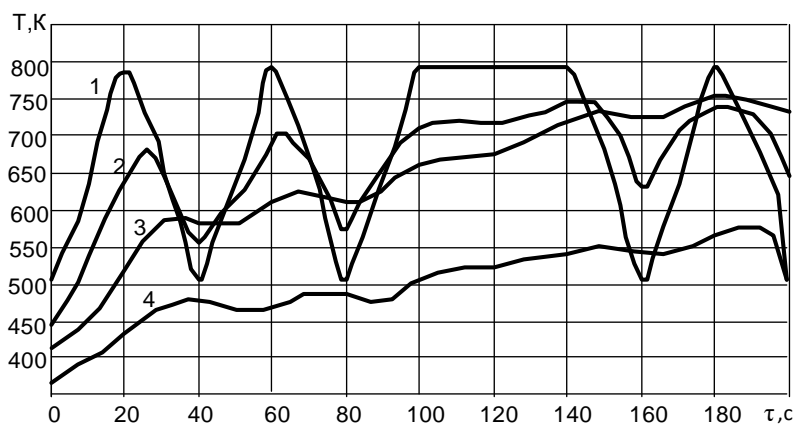


Рис. 57. Изменение температуры отработавших газов на входе в тепловой аккумулятор (1), температуры теплоаккумулирующего материала (3), температуры сжатого воздуха (4) и отработавших газов на выходе из теплового аккумулятора (2) за 195-ти секундный цикл Dt Правил № 83-05 ЕЭК ООН

При проведении экспериментов по определению основных показателей вторичного (пневматического) двигателя ГЭУ в исходной комплектации:

- выполнен пуск и работа ВД при рабочем давлении, обеспечиваемом сжатым воздухом из ресивера;
- определена скоростная характеристика ВД (рис. 58);
- оценено изменение мощности пневматического двигателя в зависимости от частоты вращения его вала при разном давлении сжатого воздуха (рис. 59);
- оценено изменение крутящего момента пневматического двигателя в зависимости от частоты вращения его вала при разном давлении сжатого воздуха (рис. 60);
- определён расход воздуха через пневматический двигатель в зависимости от частоты вращения его вала при разном давлении (рис. 61);
- оценено изменение параметров пневматического двигателя в зависимости от давления сжатого воздуха (рис. 62);
- установлена зависимость расход воздуха от температуры при на различных частотах вращения вала пневматического двигателя (рис. 63);

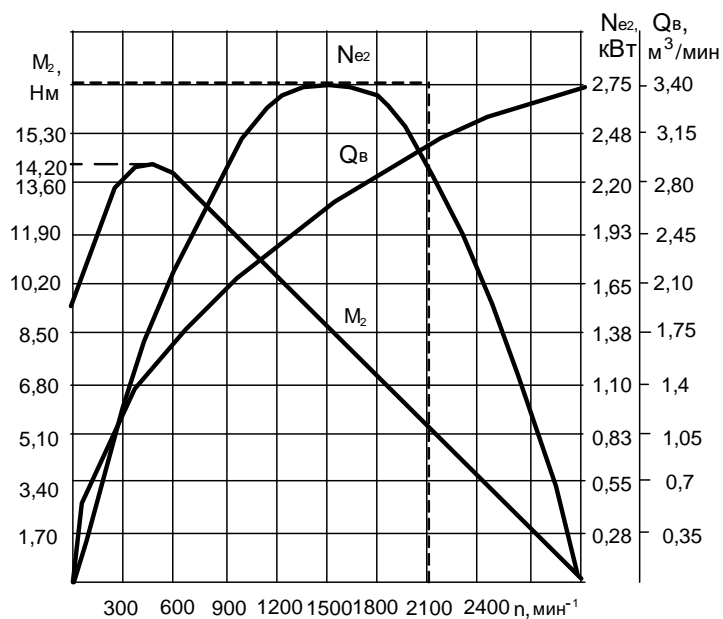


Рис. 58. Скоростная характеристика пневматического двигателя

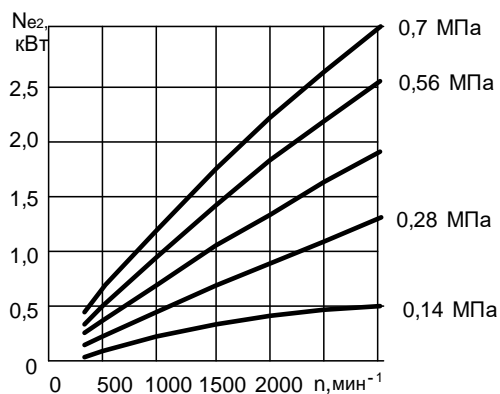


Рис. 59. Изменение эффективной мощности пневматического двигателя в зависимости от частоты вращения его вала при разном давлении сжатого воздуха

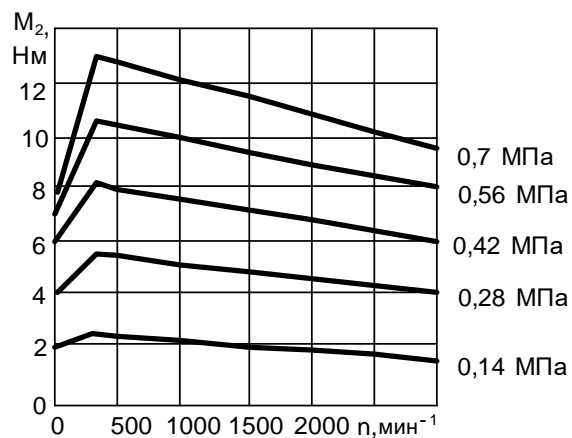


Рис. 60. Изменение крутящего момента пневматического двигателя в зависимости от частоты вращения его вала при разном давлении сжатого воздуха

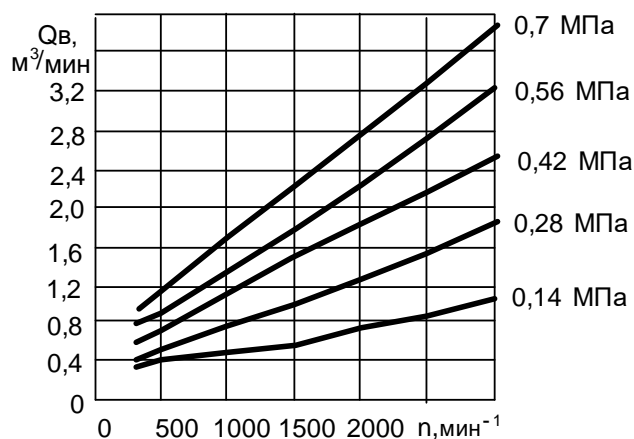


Рис. 61. Расход воздуха через пневматический двигатель в зависимости от частоты вращения его вала при разном давлении

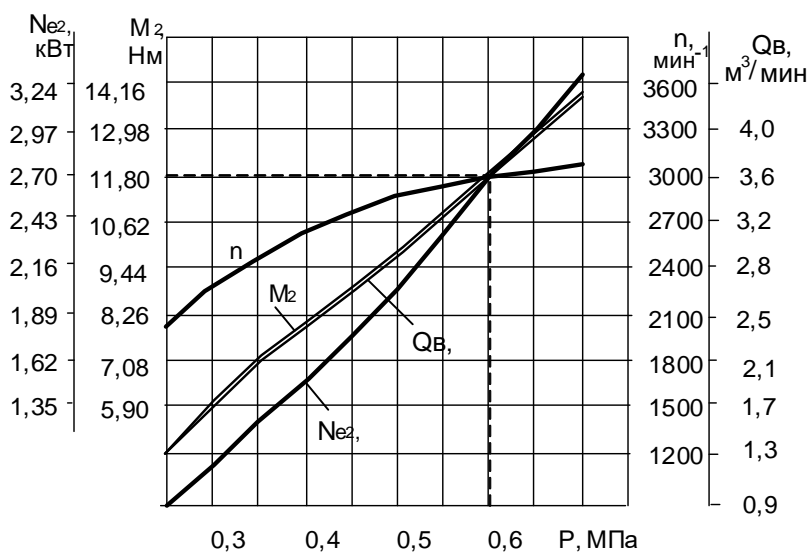


Рис. 62. Изменение параметров пневматического двигателя в зависимости от давления сжатого воздуха

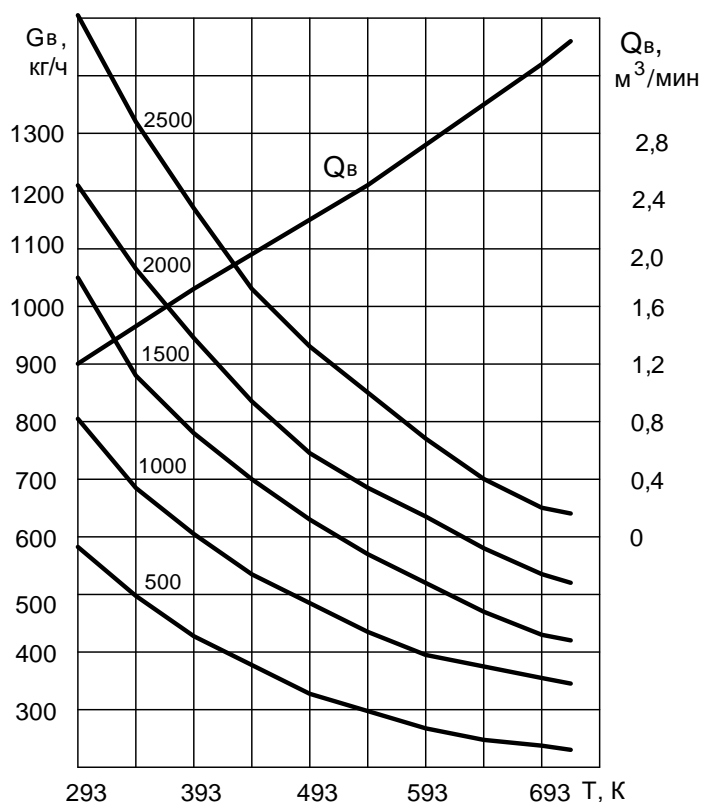


Рис. 63. Расход воздуха пневматическим двигателем в зависимости от температуры при $p = 0,7$ МПа при различных частотах вращения вала

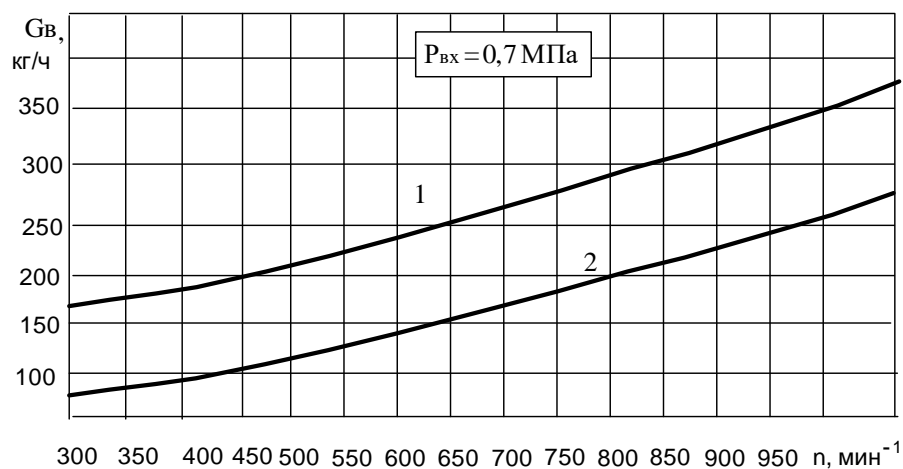


Рис. 64. Расход воздуха пневматическим двигателем в зависимости от его температуры на входе (1 – 90 К, 2 – 95 К) при различных частотах вращения вала

Результаты испытаний пневмодвигателя с подогревом сжатого воздуха на входе представлены на рисунке 64. При давлении на входе $p_{вх} = 0,7$ МПа сжатый воздух подогревался сверх температуры ОС ($T_{ос} = 293$ К) на 90 К, а при давлении $p_{вх} = 0,9$ МПа – на 95 К.

В результате подогрева на 90 К при $p_{вх} = 0,7$ МПа плотность сжатого воздуха на входе в пневмодвигатель понизилась с $8,324$ до $6,368$ кг/м^3 (на 23,5 %). При подогреве на 95 К при $p_{вх} = 0,9$ МПа плотность поступающего воздуха на входе снизилась с $10,703$ до

8,082 кг/м³ (на 24,5 %). Как и следовало ожидать, плотность поступающего в двигатель воздуха изменилась, естественно, обратно пропорционально повышению его абсолютной температуры $T_{вх}$. Соответственно снижению плотности снизился часовой расход сжатого воздуха $G_{в}$, кг/ч (см. рис. 64).

4.2. Влияние условий работы гибридной энергетической установки, оборудованной тепловым аккумулятором и системой аккумуляирования сжатого воздуха, на ее эффективные и экологические показатели

В соответствии с разработанной программой эксперимент проводился на трех режимах работы ГЭУ:

1. Без использования теплоты отработавших газов и воздуха системы охлаждения.
2. С использованием теплоты отработавших газов и воздуха системы охлаждения.
3. С использованием потенциальной и тепловой энергии отработавших газов и воздуха, выходящего из системы охлаждения дизеля.

На первом режиме дизель работал на привод компрессора, в котором атмосферный воздух сжимался и затем аккумуляировался в ресивере. Сжатый воздух направлялся в пневматический двигатель для производства полезной работы. Отработавшие газы и нагретый в системе охлаждения дизеля воздух выбрасывались в атмосферу.

На этом режиме эффективная мощность дизеля менялась пропорционально расходу воздуха пневматическим двигателем. При проведении опыта дизель выдавал постоянную мощность при постоянной подаче топлива, на наиболее экономичном и экологически чистом режиме. Компрессор с постоянным расходом подавал сжатый воздух в ресивер. Накапливаемый ресивером воздух расходовался на переменную нагрузку пневматического двигателя.

Поскольку производительность компрессора (Q_k) зависит от частоты вращения коленчатого вала дизеля (рис. 65), то для максимальной производительности компрессора необходимо поддерживать максимальную частоту вращения коленчатого вала дизеля.

Максимальная энергия, передаваемая от дизеля компрессору $N_{e1} = 4,5 \text{ кВт} = 270 \text{ кДж/мин} = 16200 \text{ кДж/ч}$. Энергия, передаваемая от компрессора в ресивер в виде сжатого воздуха, составляет $N_{сжк} = 3,56 \text{ кВт} = 213,3 \text{ кДж/мин} = 12798 \text{ кДж/ч}$. Сжатый воздух аккумуляруется в ресивере под давлением 700,0 кПа при объеме ресивера $V=0,5 \text{ м}^3$, накапливаемая энергия составляет $E_k = 300 \text{ кДж} = 5,82 \text{ кВт} \cdot \text{мин} = 0,097 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$. Максимальная мощность, подаваемая на пневматический двигатель, зависит от технической характеристики последнего.

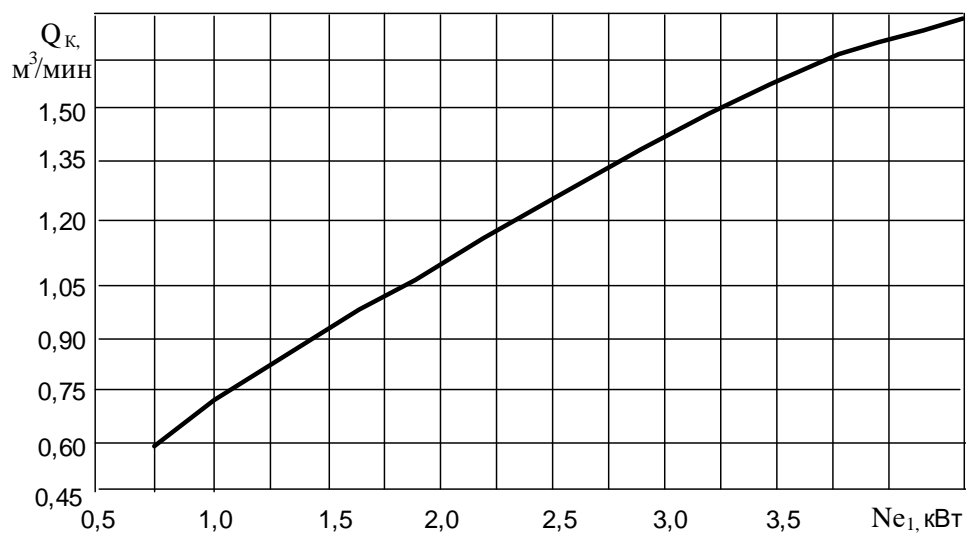


Рис. 65. Зависимость производительности компрессора гибридной энергетической установки от мощности дизеля при давлении сжатого воздуха $P = 0,7\text{МПа}$

Поскольку производительность компрессора на прямую зависит от мощности дизеля (см. рис. 65), можно определить зависимость аккумуляирования сжатого воздуха в ресивере (рис. 66) для обеспечения работы пневматического двигателя на максимальной мощности независимо от производительности компрессора (рис. 67).

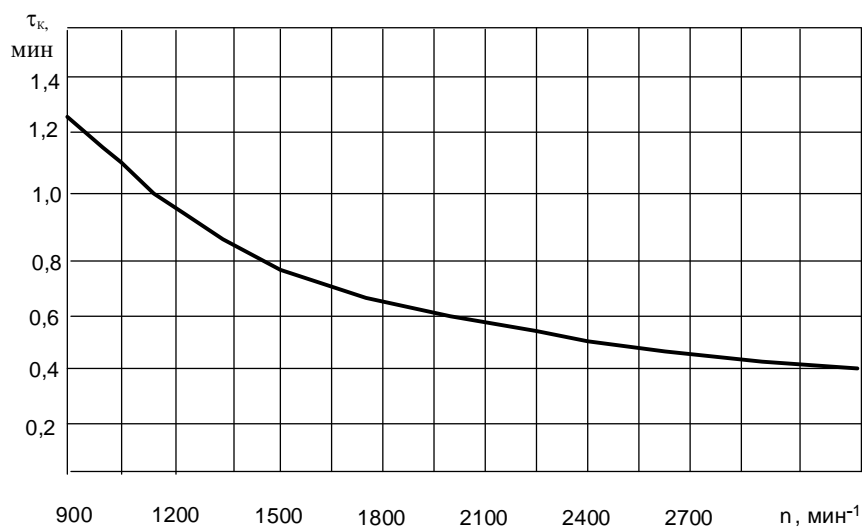


Рис. 66. Зависимость времени нагнетания сжатого воздуха в ресивер гибридной энергетической установки до давления $P=0,7\text{МПа}$ от частоты вращения вала дизеля

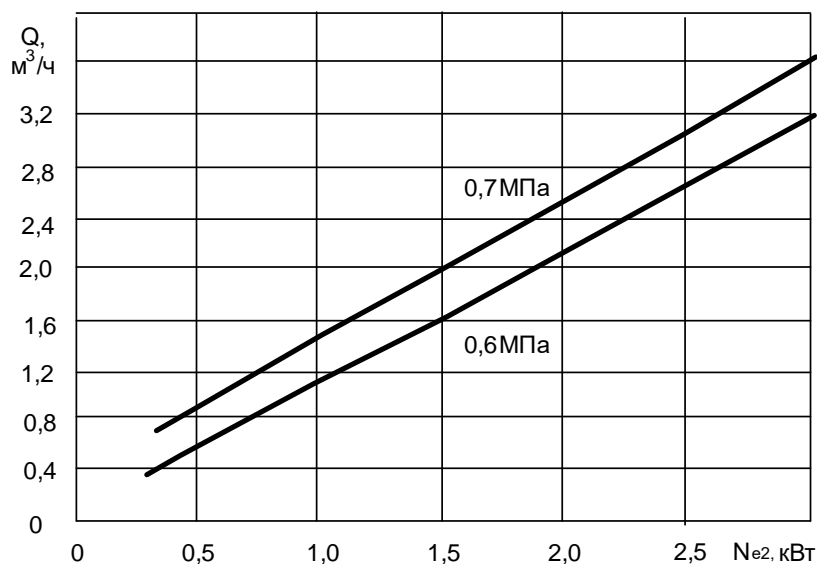


Рис. 67. Зависимость расхода сжатого воздуха гибридной энергетической установки при давлениях 0,6МПа и 0,7МПа от нагрузки на пневматический двигатель

На рисунках 5.27–5.29 показаны зависимости мощности, удельного расхода топлива гибридной энергетической установки, а также выбросов ею в ОС углекислого газа, твердых частиц и оксидов азота от расхода, давления и температуры ОГ, производимых ПД.

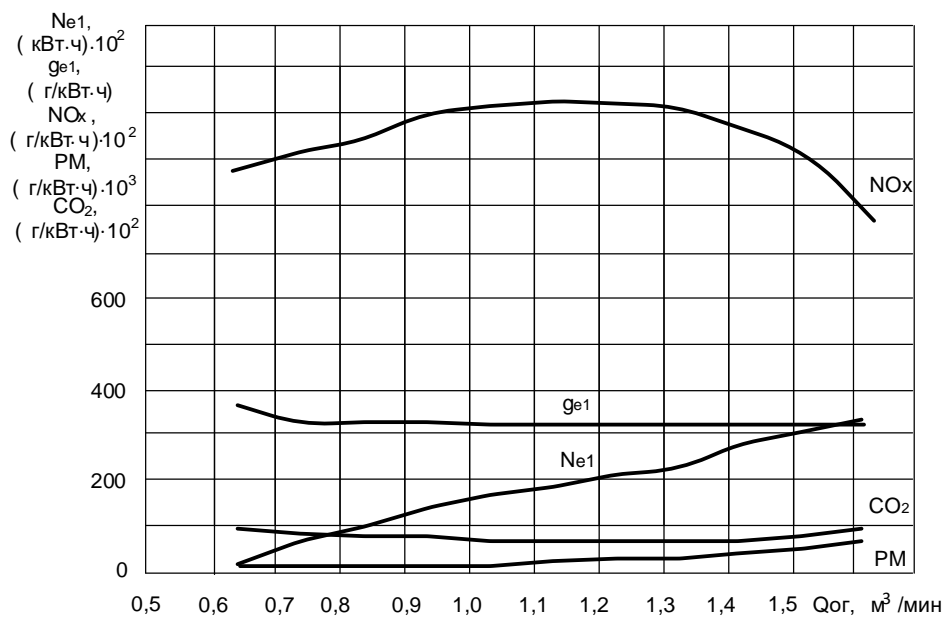


Рис. 68. Зависимость мощности, удельного расхода топлива, выбросов углекислого газа, твердых частиц и оксидов азота гибридной энергетической установки от расхода отработавших газов, производимых первичным двигателем

При анализе зависимости изменения эффективной мощности от расхода отработавших газов определена линейная зависимость, что объясняется линейной зависимостью производительность компрессора указанной на скоростной характеристике компрессора (рис. 68).

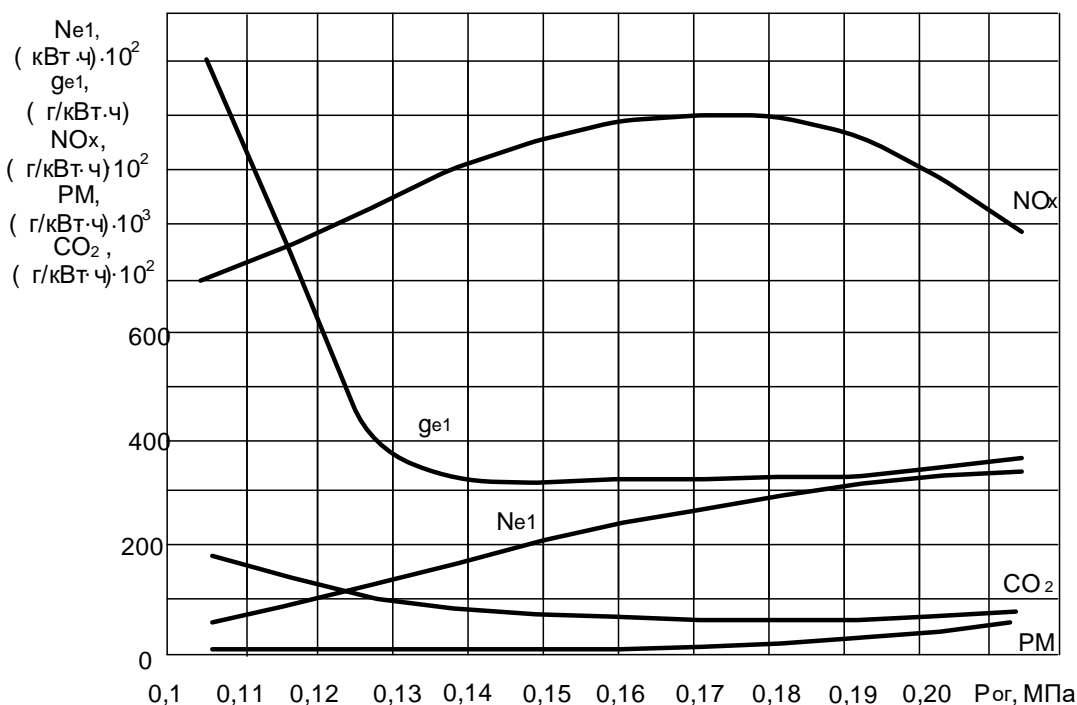


Рис. 69. Зависимость мощности, удельного расхода топлива, выбросов углекислого газа, твердых частиц и оксидов азота гибридной энергетической установки от давления отработавших газов, производимых первичным двигателем

Зависимость удельного расхода топлива от расхода отработавших газов становится более полой и стабильной по причине стабилизации давления за счет аккумуляции сжатого воздуха в ресивере, это же послужило причиной выравнивания показателей удельных выбросов углекислого газа, твердых частиц и оксидов азота гибридной энергетической установки.

Анализ зависимости давления ОГ на мощностные и удельные показатели расхода топлива, выбросов углекислого газа, твердых частиц и оксидов азота гибридной энергетической установки указывает на снижение влияния давления ОГ на перечисленные показатели, это объясняется стабилизирующим действием ресивера сжатого воздуха.

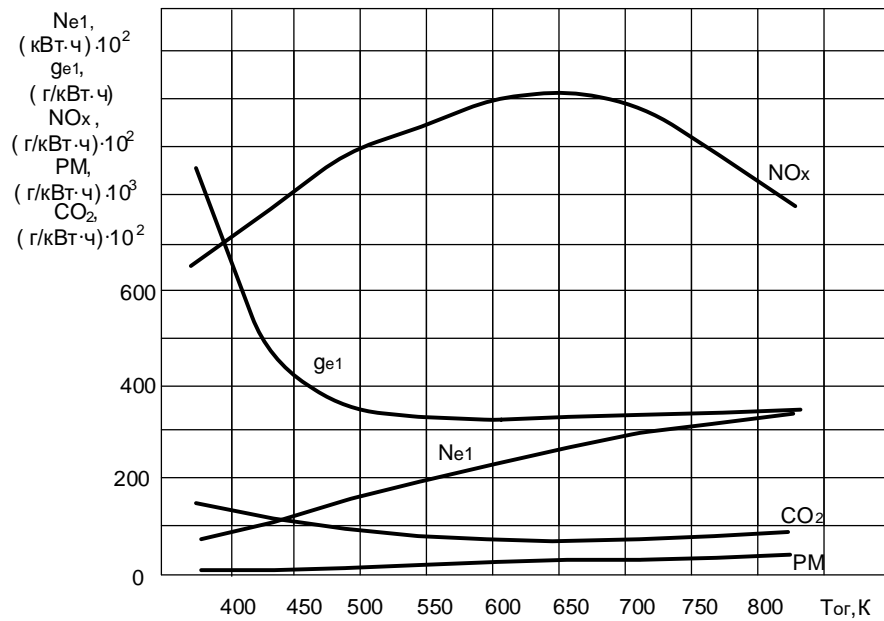


Рис. 70. Зависимость мощности, удельного расхода топлива, выбросов углекислого газа, твердых частиц и оксидов азота гибридной энергетической установки от температуры отработавших газов, производимых первичным двигателем

Влияние температуры ОГ на эффективную мощность и удельные показатели не значительно снижено, причиной является линейная зависимость температуры ОГ от мощности первичного двигателя, линейной зависимости производительности компрессора от скоростной характеристики первичного двигателя и стабилизирующего действия ресивера.

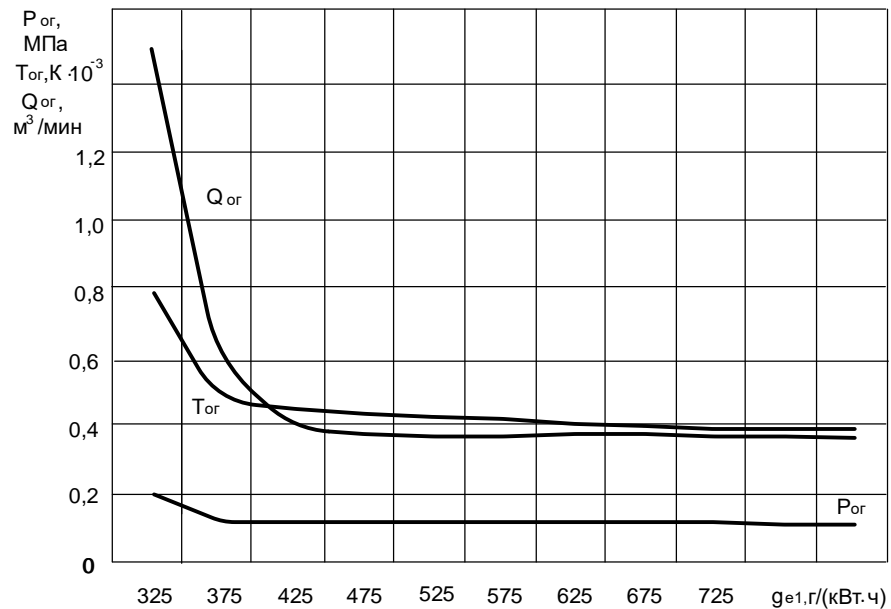


Рис. 71. Взаимосвязь удельного расхода топлива гибридной энергетической установкой с расходом, давлением и температурой отработавших газов, производимых первичным двигателем

На рисунках 71–75 показаны взаимосвязи удельного расхода топлива, мощности, выбросов оксидов азота, твёрдых частиц и углекислого газа из ГЭУ с расходом, давлением и температурой ОГ, производимых ПД.

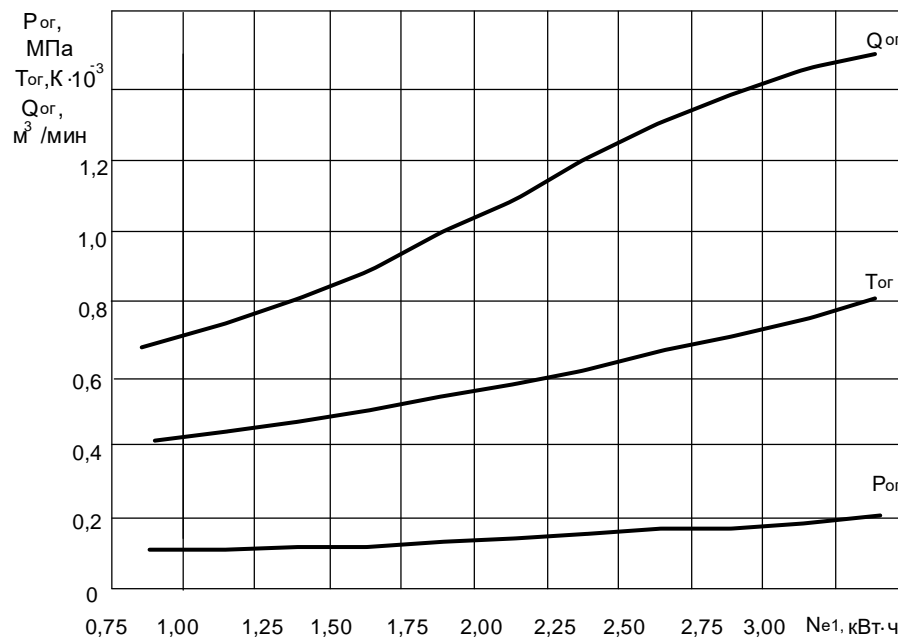


Рис. 72. Взаимосвязь мощности гибридной энергетической установкой с расходом, давлением и температурой отработавших газов, производимых первичным двигателем

Наибольшее влияние на удельный расход топлива ГЭУ происходит при максимальных показателях расхода, давления и температуры отработавших газов. Снижение влияния температуры, давления и расхода ОГ в диапазоне повышенного расхода топлива объясняется тем, что первичный двигатель имеет низкие показатели влияния на режиме малой мощности первичного двигателя.

При полном сгорании топлива в цилиндре дизеля осуществляется наибольшее выделение теплоты, что объясняет максимальную температуру ОГ, давление и как следствие их производимый объем. Как следствие, рекомендуемые режимы работы дизеля должны находиться в диапазоне выше средних частот вращения коленчатого вала и нагрузок.

Наибольшее влияние на выбросы оксидов азота имеет расход ОГ. Это объясняется тем, что чем больше ОГ покидают первичный двигатель, тем больше оксидов азота выбрасывается из ГЭУ. Анализируя выбросы оксидов азота, следует отметить снижение выбросов при низких температурах и давлении, а также при высоком расходе выбрасываемых ОГ, что связано с ухудшением смесеобразования.

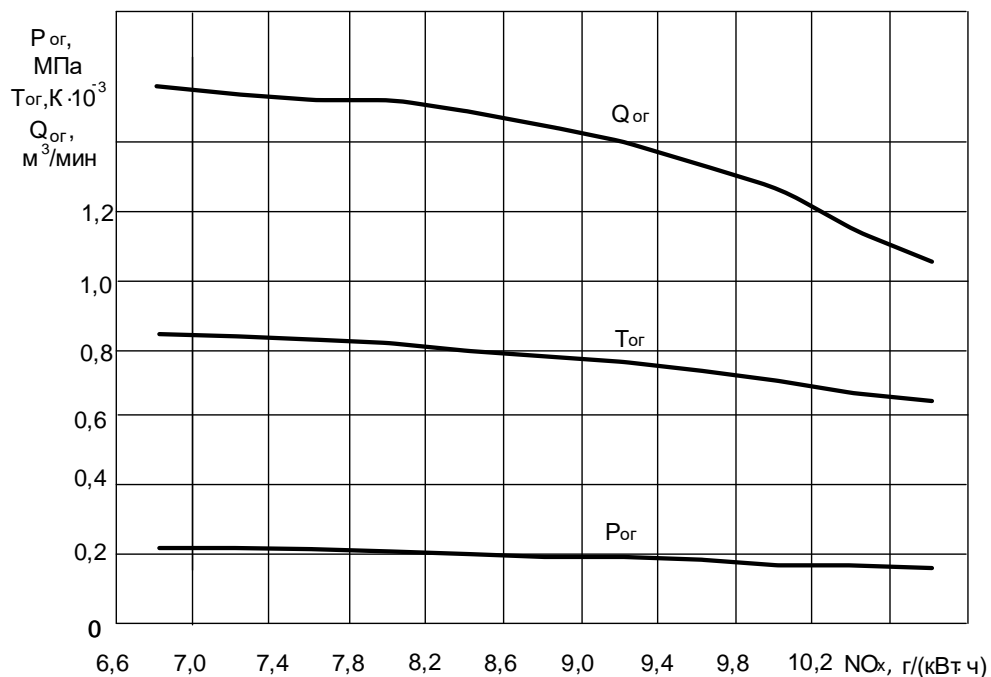


Рис. 73. Взаимосвязь выбросов оксидов азота гибридной энергетической установкой с расходом, давлением и температурой отработавших газов, производимых первичным двигателем

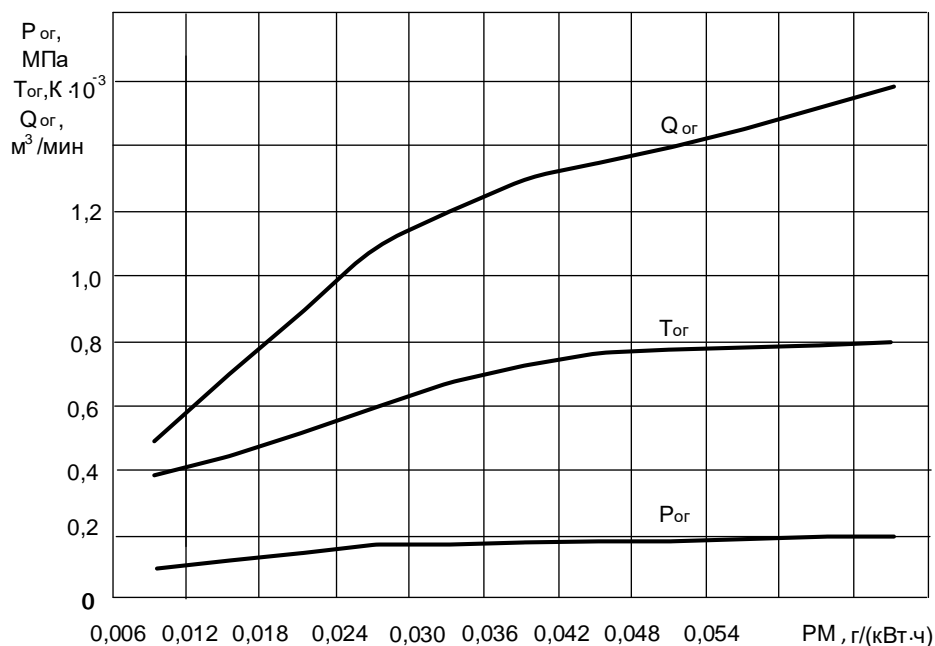


Рис. 74. Взаимосвязь выбросов твердых частиц гибридной энергетической установкой с расходом, давлением и температурой отработавших газов, производимых первичным двигателем

С ростом расходования ОГ, давления и температуры будет расти и количество выбрасываемых твердых частиц, причиной является повышение количества ОГ первичного двигателя увеличением мощности последнего.

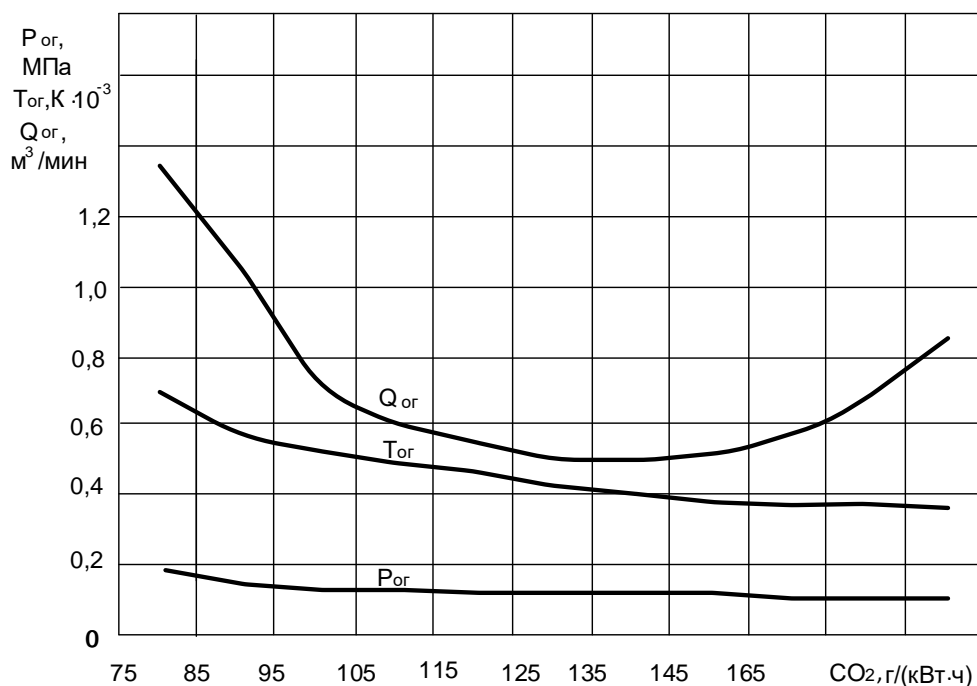


Рис. 75. Взаимосвязь выбросов углекислого газа гибридной энергетической установкой с расходом, давлением и температурой отработавших газов, производимых первичным двигателем

Представленные на рисунках материалы послужили для установления зависимостей (в полиномиальной форме) эффективной мощности ГЭУ ($N_{егзу}$), удельного эффективного расхода топлива ГЭУ ($g_{егзу}$), удельных выбросов из ГЭУ в ОС оксидов азота, твердых частиц и углекислого газа ($NO_{хгзу}$, $PM_{гзу}$, $CO_{2гзу}$) от расхода, давления и температуры ОГ, производимых первичным двигателем ОГ.

В таблице 16 представлены уровни и интервалы варьирования указанных факторов.

Таблица 16

Уровни и интервалы варьирования факторов

Факторы				Уровни варьирования			
Наименование	Размерность	Обозначение		Кодовые			Интервалы варьирования
		Натуральное	Кодовое	-1	0	1	
				Натуральные			
Расход ОГ, производимых первичным двигателем	м ³ /мин	$Q_{ог}$	X_1	0,6	1,1	1,6	0,5
Давление ОГ, производимых первичным двигателем	МПа	$P_{ог}$	X_2	0,1	0,15	0,19	0,04
Температура ОГ, производимых первичным двигателем	К	$T_{ог}$	X_3	400	600	800	200

В результате обработки полученных экспериментальных данных были получены следующие зависимости.

Для эффективной мощности ГЭУ:

$$N_{\text{гэу}} = -1,0605 + 0,00003 X_1^2 + 0,0577 X_1 + 0,0029 X_2^2 + 0,0248 X_2 + 0,003 X_3^2 + 0,0306 X_3. \quad (5.1)$$

Для эффективного расхода топлива ГЭУ:

$$g_{\text{гэу}} = 0,7438 + 0,0135 X_1^2 - 0,0024 X_1 + 0,0096 X_2^2 - 0,1519 X_2 + 0,0106 X_3^2 - 0,168 X_3. \quad (5.2)$$

Для выброса из ГЭУ в ОС оксидов азота:

$$NO_{\text{гэу}} = 1,129 - 0,0037 X_1^2 + 0,0105 X_1 - 0,0028 X_2^2 - 0,00002 X_2 - 0,0026 X_3^2 - 0,0017 X_3. \quad (5.3)$$

Для удельного выброса из ГЭУ в ОС твердых частиц:

$$PM_{\text{гэу}} = 0,0067 X_1^2 + 0,1475 X_1 - 0,0078 X_2^2 + 0,1546 X_2 - 0,0084 X_3^2 + 0,1698 X_3. \quad (5.4)$$

Для удельного выброса из ГЭУ в ОС углекислого газа:

$$CO_{2\text{гэу}} = 0,6802 + 0,0091 X_1^2 - 0,2223 X_1 + 0,0063 X_2^2 - 0,116 X_2 + 0,0072 X_3^2 - 0,1338 X_3. \quad (5.5)$$

Полученные уравнения позволяют оценить влияние каждого из рассмотренных факторов и их взаимодействия на выходные параметры.

В качественном плане это влияние определяется знаком перед соответствующим коэффициентом, а абсолютное значение коэффициента отражает силу влияния фактора. Вклад же того или иного фактора оценивался при переходе от нижнего к верхнему уровню (эффект влияния фактора).

В таблице 17 приведены относительные эффекты влияния температуры, давления и расхода ОГ, производимых ПД, на эффективную мощность, удельный эффективный расход топлива ГЭУ, а также на удельные выбросы из ГЭУ в ОС оксидов азота, твердых частиц и углекислого газа (в процентах к максимальному эффекту), полученные на первом экспериментальном режиме.

Как видно из материалов таблицы 17, наиболее сильное влияние всех входных параметров осуществляется на удельный выброс твердых частиц, удельный выброс углекислого газа и удельный эффективный расход топлива. Максимальный удельный расход и удельный выброс CO_2 наблюдается при минимальных частотах вращения коленчатого вала дизеля и на минимальной мощности дизеля, при прочих одинаковых условиях на средних и номинальных показателях частоты и мощности дизеля наблюдается минимальный удельный расход топлива.

Таблица 5.3

Относительные эффекты влияния воздействующих факторов на эффективную мощность, удельный эффективный расход топлива гибридной энергетической установки, а также на удельные выбросы из неё в окружающую среду оксидов азота, твердых частиц и углекислого газа

Выходные параметры	Эффект фактора, %		
	$T_{ог}$	$P_{ог}$	$Q_{ог}$
Эффективная мощность	6	2,8	3
Удельный эффективный расход топлива	-1,1	-14	-15
Удельный выброс оксидов азота	1	-0,3	-0,4
Удельный выброс твердых частиц	15,3	16,1	-17,4
Удельный выброс углекислого газа	-23,3	-11	-13

На эффективную мощность ГЭУ существенного влияния входных параметров практически происходит слабо. Связано это с тем, что объемный расход ОГ напрямую зависит от частоты вращения коленчатого вала и эффективной мощности дизеля, а не пневматического двигателя.

На выбросы оксидов азота входные параметры имеют очень слабое и в обратном направлении влияние по той же причине, что и на эффективную мощность.

Более высокое отрицательное влияние параметров выбросы твердых частиц объясняется прямой зависимостью от частоты вращения коленчатого вала и от эффективной мощности дизеля.

Весьма существенно также положительное влияние роста температуры ОГ на выбросы углекислого газа. Это обусловлено увеличением качества сгораемого в цилиндре топлива и от эффективности протекания химических реакций «доокисления» CO до CO₂.

Анализ коэффициентов полиномиального уравнения показал, что эффективного воздействия температуры, давления и расхода ОГ то на выходные параметры ГЭУ (которые связаны со ВД) практически не происходит. При этом эффективные показатели установки низкие, это связано с невысокими КПД в цепочке (дизель-компрессор-ресивер-пневмодвигатель) передаваемой энергии от сгораемого топлива в ПД до полезной работы ГЭУ.

На *втором режиме* ПД работал на привод компрессора, в котором атмосферный воздух сжимался и затем аккумулировался в ресивере. Сжатый воздух направлялся во ВД для производства полезной работы. Отработавшие газы дизеля направлялись в ТА, передавали тепловую энергию ТАМ, где происходило её накопление, а затем передача сжатому

воздуху, находящемуся в ресивере. Нагретый в системе охлаждения дизеля воздух подавался в теплообменник ресивера, откуда через его стенку теплота передавалась сжатому воздуху.

Исходя из того, что максимальную производительность компрессора необходимо поддерживать максимальной частотой вращения коленчатого вала дизеля, передаваемая максимальная энергия передаваемая от ПД компрессору будет составлять $4,5 \text{ кВт} = 270 \text{ кДж/мин} = 16200 \text{ кДж/ч}$. Энергия, передаваемая от компрессора в ресивер в виде сжатого воздуха составит $3,56 \text{ кВт} = 213,3 \text{ кДж/мин} = 12798 \text{ кДж/ч}$. Сжатый воздух аккумулируется в ресивере под давлением $P = 700,0 \text{ кПа}$ при объеме ресивера $V = 0,5 \text{ м}^3$, накапливаемая в нём энергия составит $300 \text{ кДж} = 5,82 \text{ кВт} \cdot \text{мин} = 0,097 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$.

Энергия ОГ зависит от их температуры, давления и расхода и составляет $13684 \text{ кДж/ч} = 3,8 \text{ кВт}$, энергия, накапливаемая в ТА $4974 \text{ кДж} = 96,5 \text{ кВт} \cdot \text{мин} = 1,61 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$. Учитывая коэффициент полезного действия теплообмена в ТА, равный $0,51$, энергия, подводимая к ТАМ от ОГ будет составлять $1,94 \text{ кВт}$, а отдаваемая от ТАМ сжатому воздуху, при КПД, равном $0,55$, составит $1,07 \text{ кВт}$.

Отводимая энергия системы охлаждения ($17231 \text{ кДж/ч} = 4,79 \text{ кВт}$) передается сжатому воздуху. С учетом КПД теплообменника ($\eta = 0,55$) энергия, подводимая к сжатому воздуху, составит $2,63 \text{ кВт}$.

Суммарная энергия, передаваемая сжатому воздуху в виде теплоты через теплообменники от ТАМ и системы охлаждения, будет равна $1,94 + 2,63 = 4,57 \text{ кВт}$. Максимальная мощность нагретого сжатого воздуха, подаваемая на ВД в виде сжатого воздуха, составит $4,57 + 3,56 = 8,13 \text{ кВт}$.

На рисунках 5.35–5.42 представлены зависимости эффективной мощности и удельного эффективного расхода топлива ГЭУ, а также удельных выбросов из ГЭУ в ОС оксидов азота и твердых частиц и углекислого газа от расхода, давления и температуры ОГ, производимых ПД, а также взаимосвязь этих показателей.

Анализ влияния расхода ОГ на мощность и удельные рассматриваемые параметры показал рост мощности и как следствие снижение удельного расхода топлива и выбросов CO_2 , PM , NO_x . Наибольшее влияние на рост мощности наблюдается при повышении расхода ОГ с $1,1 \text{ м}^3/\text{мин}$ до $1,5 \text{ м}^3/\text{мин}$, это связано с увеличением мощности первичного двигателя, и как следствие с увеличением производительности компрессора, нагнетающего воздух к вторичному двигателю, мощностные показатели которого зависят от расхода воздуха (Рис. 5.35) и определяют мощность ГЭУ.

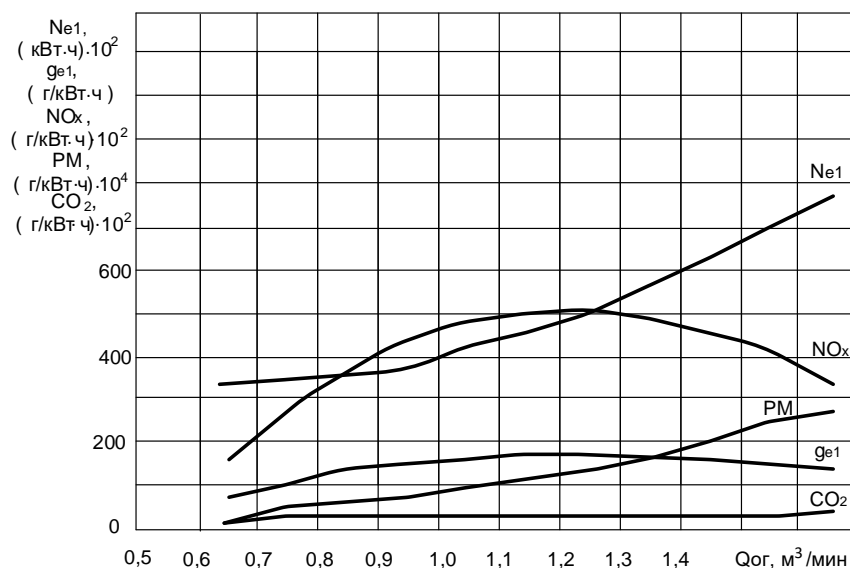


Рис. 5.35. Зависимость мощности, удельного расхода топлива, выбросов углекислого газа, твердых частиц и оксидов азота гибридной энергетической установки от расхода отработавших газов, производимых первичным двигателем

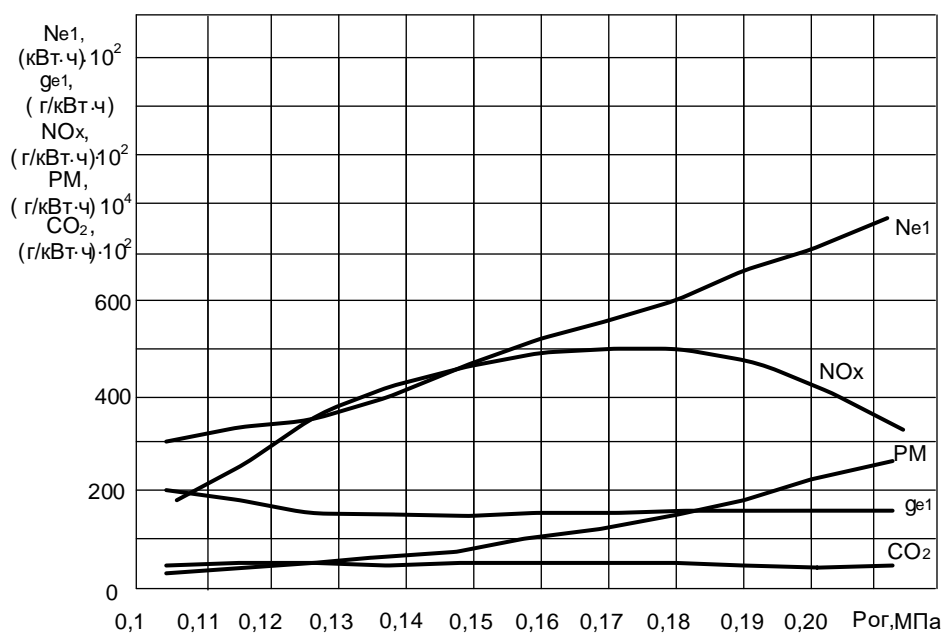


Рис. 5.36. Зависимость мощности, удельного расхода топлива, выбросов углекислого газа, твердых частиц и оксидов азота гибридной энергетической установки от давления отработавших газов, производимых первичным двигателем

Изменение давления ОГ первичного двигателя имеет наибольшее влияние на мощностные и удельные показатели ГЭУ в диапазоне $P_{ог}$ от 0,14 МПа до 0,21 МПа, это объясняется нагрузочной характеристикой первичного двигателя, передающего крутящий момент компрессору, и влияния скоростной характеристикой компрессора (рис.5.36) нагнетающего воздух в ГЭУ.

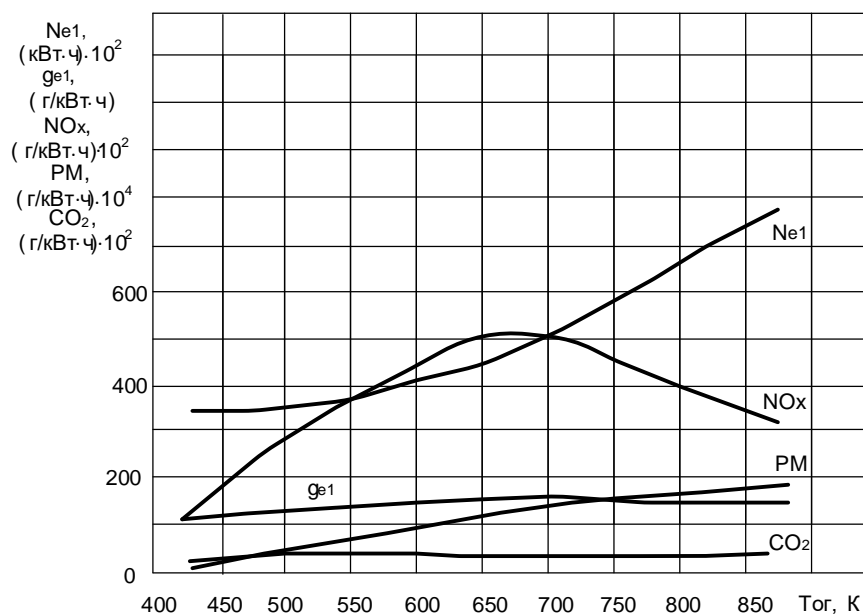


Рис. 5.37. Зависимость мощности, удельного расхода топлива, выбросов углекислого газа, твердых частиц и оксидов азота гибридной энергетической установки от температуры отработавших газов, производимых первичным двигателем

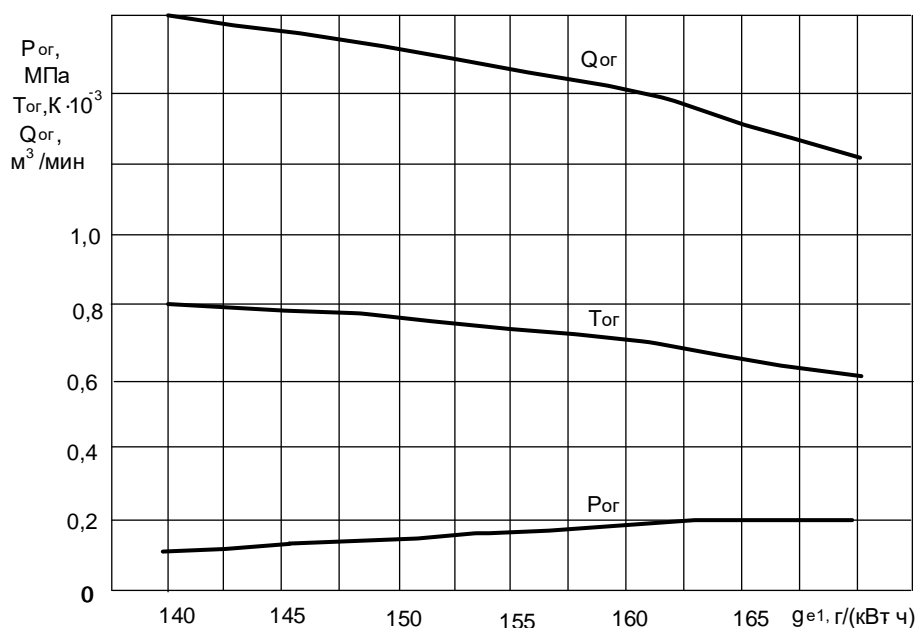


Рис. 5.38. Взаимосвязь удельного расхода топлива гибридной энергетической установкой с расходом, давлением и температурой отработавших газов, производимых первичным двигателем

Температура ОГ имеет наибольшее влияние на мощность ГЭУ в диапазоне температур $T_{ог}$ от 650К до 850К это связано с циклами зарядки-разрядки теплового аккумулятора (рис. 5.37), более интенсивному теплообмену, время теплопередачи снижается в два раза что обеспечивает накопление теплоты в аккумуляторе и передаче ее сжатому воздуху (рис.

5.23) подаваемому во вторичный двигатель. На фоне роста мощности значительно улучшаются и эффективные показатели удельного расхода топлива, выбросов углекислого газа, твердых частиц и оксидов азота гибридной энергетической установки.

Удельный расход топлива зависит от эффективной мощности первичного двигателя, с ростом мощности которого до номинальной, происходит резкое снижение удельного расхода топлива, затем незначительное повышение. Как следствие максимальные температура отработавших газов и максимальный расход отработавших газов наблюдается при минимальных показателях удельного расхода топлива.

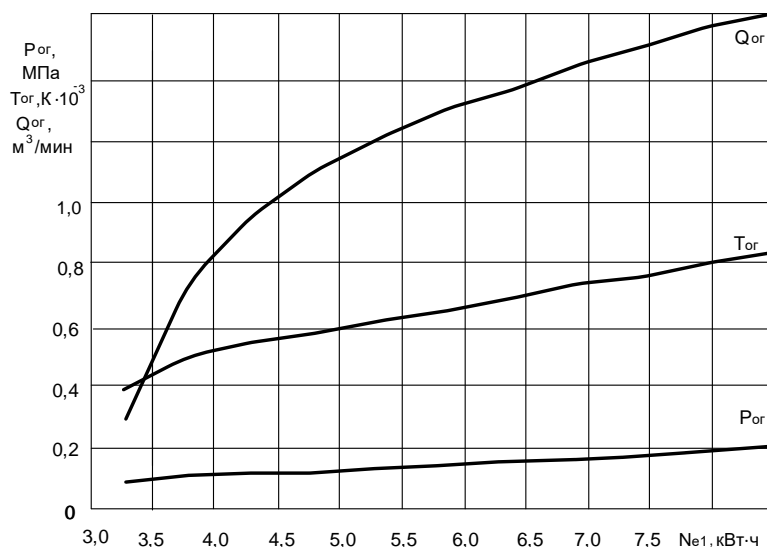


Рис. 5.39. Взаимосвязь мощности гибридной энергетической установкой с расходом, давлением и температурой отработавших газов, производимых первичным двигателем

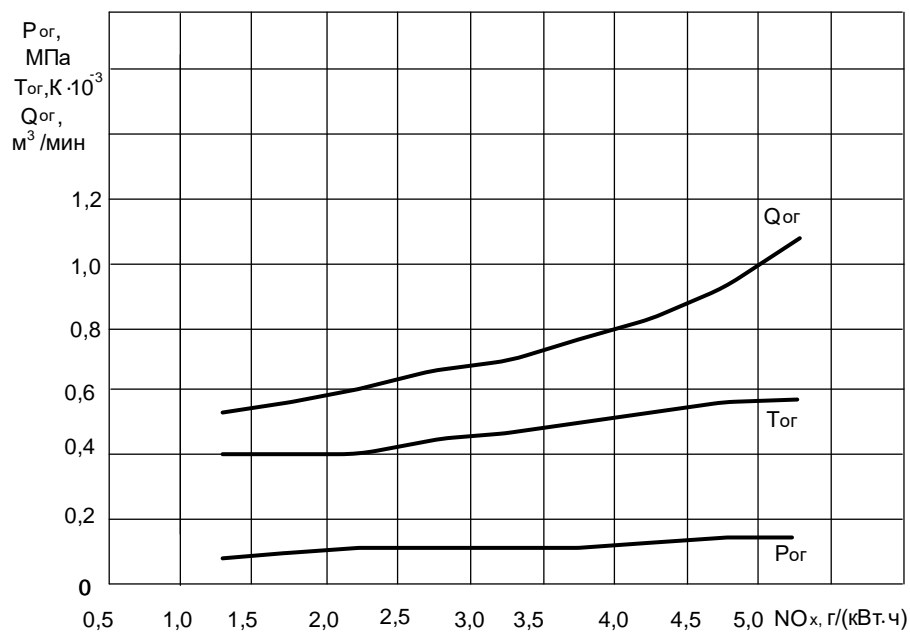


Рис. 5.40. Взаимосвязь выбросов оксидов азота гибридной энергетической установкой с расходом, давлением и температурой отработавших газов, производимых первичным двигателем

С ростом эффективной мощности исследуемые показатели вырастают. Причем, расход отработавших газов имеет интенсивный рост до номинальной мощности первичного двигателя.

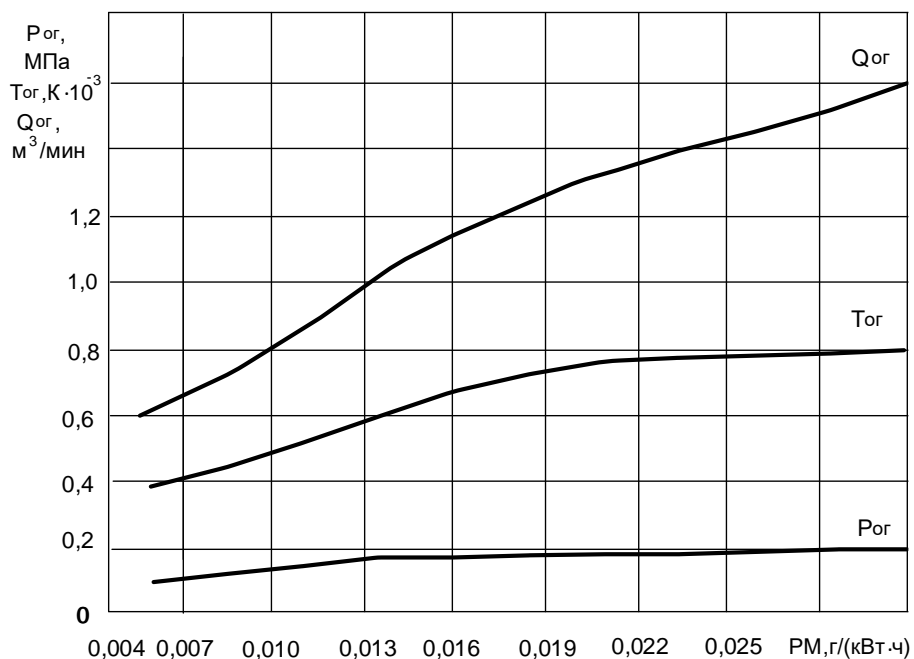


Рис. 5.41. Взаимосвязь выбросов твердых частиц гибридной энергетической установкой с расходом, давлением и температурой отработавших газов, производимых первичным двигателем

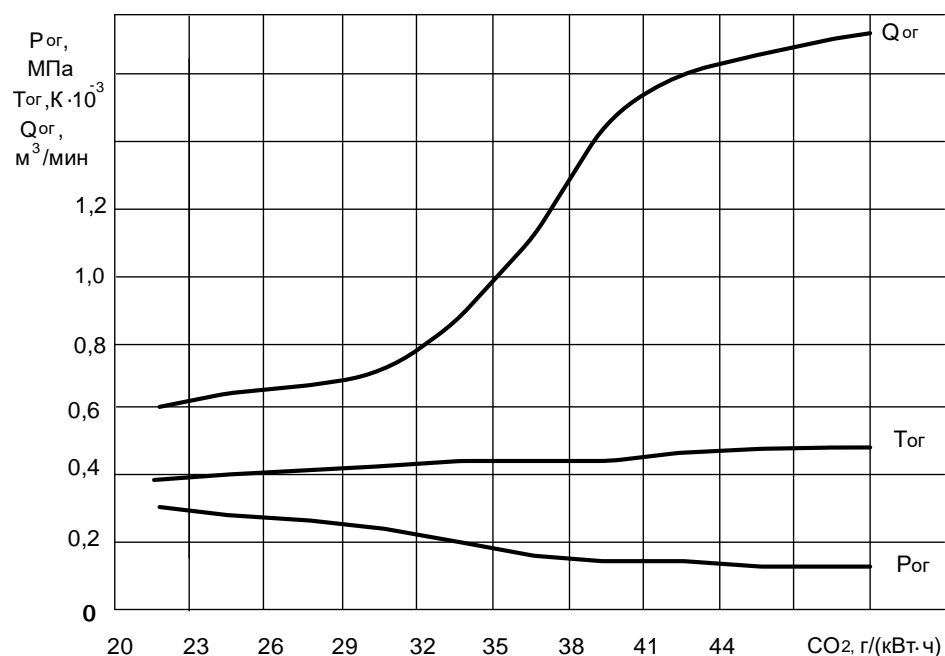


Рис. 5.42. Взаимосвязь выбросов углекислого газа гибридной энергетической установкой с расходом, давлением и температурой отработавших газов, производимых первичным двигателем

С ростом расхода, давления и температуры отработавших газов, производимых первичным двигателем, вырастают выбросы оксидов азота. Повышение исследуемых показателей приводит к росту выбросов твердых частиц.

Представленные на рисунках экспериментальные материалы послужили для установления зависимостей: эффективной мощности и удельного эффективного расхода топлива ГЭУ, а также удельных выбросов из ГЭУ в ОС оксидов азота, твердых частиц и углекислого газа от выбранных ранее факторов ($Q_{ог}$, $P_{ог}$ и $T_{ог}$).

В результате обработки полученных экспериментальных данных были получены следующие полиномиальные зависимости.

Для эффективной мощности ГЭУ:

$$N_{егэу} = - 1,2423 - 0,0054 X_1^2 + 0,1292 X_1 - 0,0026 X_2^2 + 0,0943 X_2 - 0,003 X_3^2 + 0,0991 X_3 \quad (5.6)$$

Для эффективного расхода топлива ГЭУ:

$$g_{егэу} = 0,4095 - 0,004 X_1^2 - 0,0111 X_1 - 0,004 X_2^2 + 0,1175 X_2 - 0,0067 X_3^2 - - 0,002X_3. \quad (5.7)$$

Для удельного выброса из ГЭУ в ОС оксидов азота:

$$NO_{хгэу} = - 1,1336 + 0,0051 X_1^2 - 0,0241 X_1 + 0,0007 X_2^2 + 0,0302 X_2 + 0,0007 X_3^2 + 0,0302 X_3. \quad (5.8)$$

Для удельного выброса из ГЭУ в ОС твердых частиц:

$$PM_{гэу} = - 0,7342 - 0,0055 X_1^2 + 0,1315 X_1 - 0,0096X_2^2 + 0,1793 X_2 - - 0,0096 X_3^2 + 0,1793X_3. \quad (5.9)$$

Для удельного выброса из ГЭУ в ОС углекислого газа:

$$CO_{2гэу} = - 0,4339 + 0,0031 X_1^2 + 0,58 X_1 - 0,0063 X_2^2 + 0,0007 X_2 + 0,0003 X_3^2 + 0,0114 X_3. \quad (5.10)$$

Как было отмечено ранее, полученные уравнения позволяют оценить влияние каждого из рассмотренных факторов и их взаимодействия на выходные параметры в качественном и количественном плане.

В таблице 5.4 приведены результаты влияния температуры, давления и расхода производимых первичным двигателем ОГ на эффективную мощность, удельный эффективный расход топлива ГЭУ, а также на удельные выбросы из ГЭУ в ОС оксидов азота и степень изменения твердых частиц и углекислого газа (в процентах к максимальному эффекту).

На рисунках 5.44–5.46 в графической форме показано сравнение зависимостей мощности, удельного расхода топлива, удельных выбросов углекислого газа, твердых частиц и оксидов азота ГЭУ от расхода, давления и температуры ОГ, производимых ПД, для первого и второго режимов

Таблица 5.4

Относительные эффекты влияния воздействующих факторов на эффективную мощность, удельный эффективный расход топлива гибридной энергетической установки, а также на удельные выбросы из неё в окружающую среду оксидов азота, твердых частиц и углекислого газа (второй экспериментальный режим)

Выходные параметры	Эффект фактора, %		
	$T_{ог}$	$P_{ог}$	$Q_{ог}$
Эффективная мощность	12	9	10
Удельный эффективный расход топлива	-1,1	12	-0,8
Удельный выброс оксидов азота	-2,4	3	3
Удельный выброс твердых частиц	13	17	17
Удельный выброс углекислого газа	58	0,1	1,1

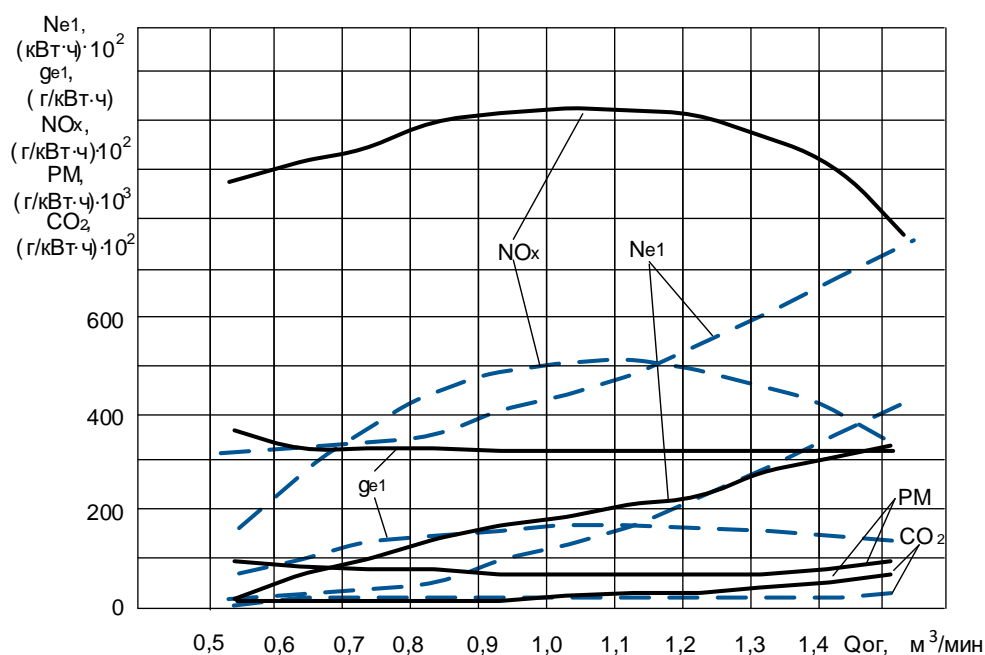


Рис. 5.44. Зависимости мощности, удельного расхода топлива, выбросов углекислого газа, твердых частиц и оксидов азота гибридной энергетической установки от расхода отработавших газов, производимых первичным двигателем

(— первый режим; - - - второй режим)

Сравнивая зависимости на всем диапазоне давления отработавших газов, отмечаем на втором режиме улучшение показателей мощности, удельного расхода топлива, выбросов углекислого газа и оксидов азота, а снижение выбросов твердых частиц наблюдается с повышением давления от 0,17 МПа и выше.

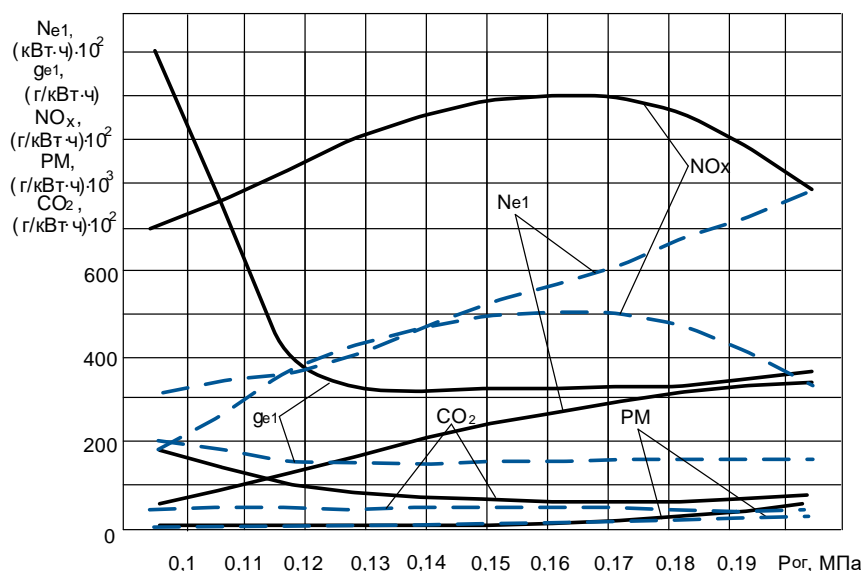


Рис. 5.45. Зависимости мощности, удельного расхода топлива, выбросов углекислого газа, твердых частиц и оксидов азота гибридной энергетической установки от давления отработавших газов, производимых первичным двигателем

(— первый режим; - - - второй режим)

Анализируя сравниваемые зависимости, отмечаем на втором режиме улучшение показателей на всем диапазоне роста расхода отработавших газов: повышение эффективной мощности, снижение выбросов твердых частиц и оксидов азота. В диапазоне расхода ОГ до 1 м³/мин наблюдается повышение, а при большем расходе ОГ снижение выбросов углекислого газа.

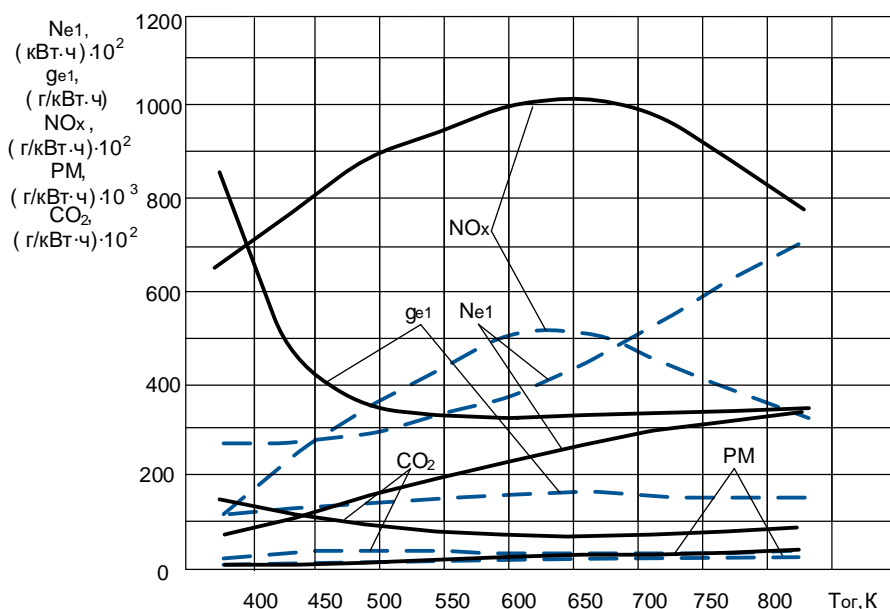


Рис. 5.46. Зависимости мощности, удельного расхода топлива, выбросов углекислого газа, твердых частиц и оксидов азота гибридной энергетической установки от температуры отработавших газов, производимых первичным двигателем

(— первый режим; - - - второй режим)

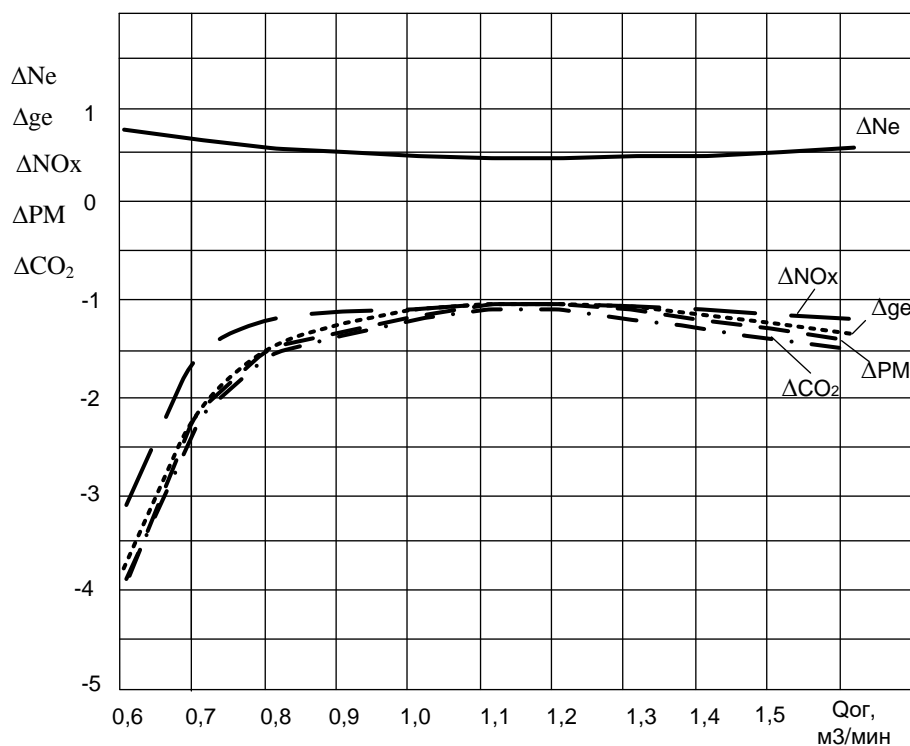


Рис. 5.47. Зависимость степеней изменения мощности, удельного расхода топлива, выбросов углекислого газа, твердых частиц, оксидов азота гибридной энергетической установки от расхода отработавших газов, производимых первичным двигателем

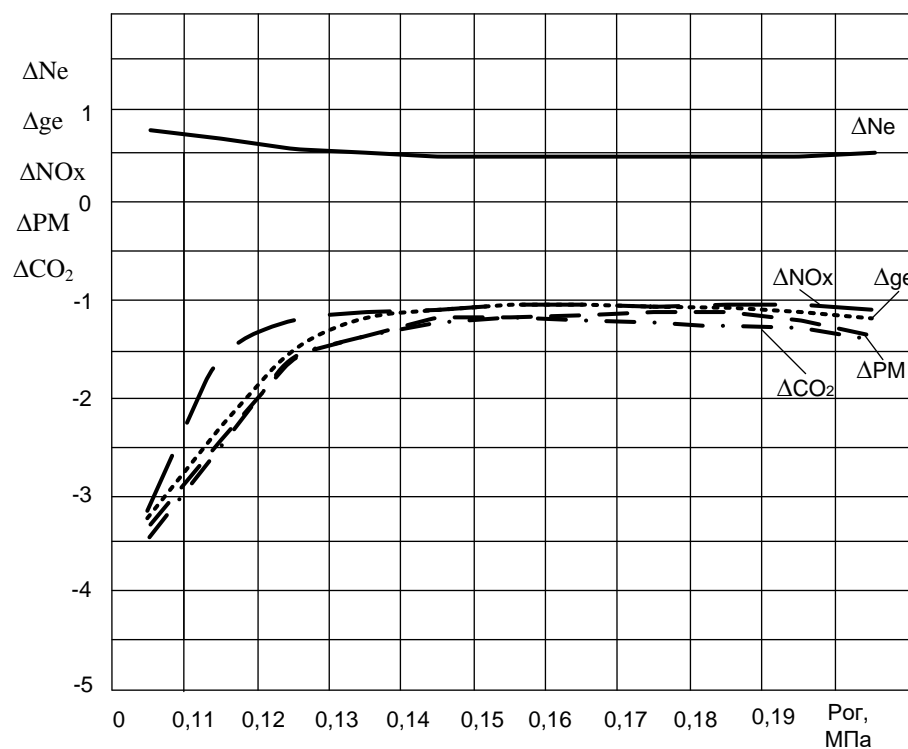


Рис. 5.48. Зависимость степеней изменения мощности, удельного расхода топлива, выбросов углекислого газа, твердых частиц, оксидов азота гибридной энергетической установки от давления отработавших газов, производимых первичным двигателем

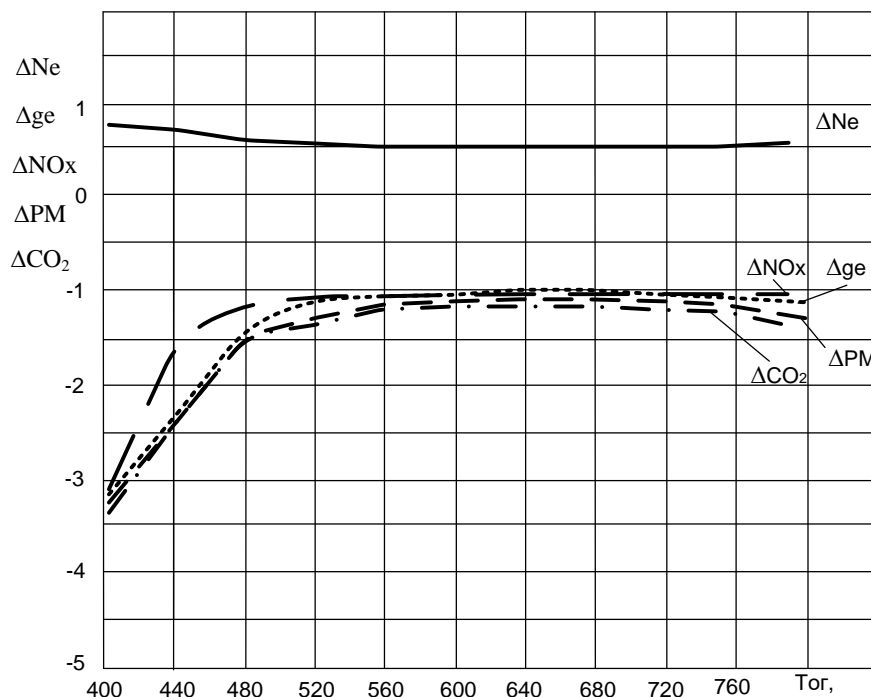


Рис. 5.49. Зависимость степеней изменения мощности, удельного расхода топлива, выбросов углекислого газа, твердых частиц, оксидов азота гибридной энергетической установки от температуры отработавших газов, производимых первичным двигателем

На втором режиме наблюдается улучшение показателей Зависимости мощности, удельного расхода топлива, выбросов углекислого газа, твердых частиц и оксидов азота гибридной энергетической установки от температуры отработавших газов дизеля.

Ниже в графической форме (рис. 5.47- 5.49) и виде полиномиальных уравнений (5.11- 5.15) приведены установленные в эксперименте зависимости степеней изменения при работе на втором режиме: эффективной мощности ГЭУ, удельного эффективного расхода топлива ГЭУ, удельных выбросов из ГЭУ в ОС оксидов азота и твердых частиц, а также углекислого газа от перечисленных ранее трех факторов,

Полиномиальные зависимости, позволяющие рассчитать степени изменения: эффективной мощности ГЭУ, удельного эффективного расхода топлива ГЭУ, удельных выбросов из ГЭУ в ОС оксидов азота и твердых частиц, а также углекислого газа при работе ГЭУ на втором режиме (с использованием теплоты ОГ и воздуха системы охлаждения) по сравнению с её работой на первом режиме (без использования теплоты ОГ и воздуха системы охлаждения), имеют вид:

Для степеней изменения эффективной мощности ГЭУ:

$$\Delta N_{\text{гэу}} = 0,9016 + 0,0023 X_1^2 - 0,0336 X_1 + 0,002 X_2^2 - 0,0296 X_2 + 0,002 X_3^2 - 0,0296 X_3. \quad (5.11)$$

Для степеней изменения эффективного расхода топлива ГЭУ:

$$\Delta g_{ггэу} = - 3,6401 - 0,0195 X_1^2 + 0,2847 X_1 - 0,0156 X_2^2 + 0,237 X_2 - 0,0156 X_3^2 + 0,237 X_3. \quad (5.12)$$

Для степеней изменения выброса из ГЭУ в ОС оксидов азота:

$$\Delta NO_{ггэу} = - 2,9814 - 0,0136 X_1^2 + 0,1963 X_1 - 0,0134 X_2^2 + 0,1989 X_2 - 0,0134 X_3^2 + 0,1989 X_3. \quad (5.13)$$

Для степеней изменения удельного выброса из ГЭУ в ОС твердых частиц:

$$\Delta PM_{ггэу} = - 3,7974 - 0,0204 X_1^2 + 0,2978 X_1 - 0,0162 X_2^2 + 0,2439 X_2 - 0,0162 X_3^2 + 0,2439 X_3. \quad (5.14)$$

Для степеней изменения удельного выброса из ГЭУ в ОС углекислого газа:

$$\Delta CO_{2ггэу} = - 3,8666 - 0,021 X_1^2 + 0,3047 X_1 - 0,0164 X_2^2 + 0,2459 X_2 - 0,0164 X_3^2 + 0,2459 X_3. \quad (5.15)$$

В таблице 5.5 приведены относительные эффекты влияния воздействующих факторов на степени изменения при работе на втором режиме: эффективной мощности, удельного эффективного расход топлива ГЭУ, а также удельных выбросов из неё в ОС оксидов азота, твердых частиц и углекислого газа.

Таблица 5.5

Относительные эффекты влияния воздействующих факторов на степени изменения эффективной мощности, удельного эффективного расход топлива гибридной энергетической установки, а также на удельные выбросы из неё в окружающую среду оксидов азота, твердых частиц и углекислого газа при работе на втором экспериментальном режиме

Выходные параметры	Эффект фактора, %		
	T _{ог}	P _{ог}	Q _{ог}
Степень изменения эффективной мощность	11	12	10
Степень изменения удельного эффективного расхода топлива	27	22	22
Степень изменения удельных выбросов оксидов азота	18	18	18
Степень изменения удельных выбросов твердых частиц	27	23	23
Степень изменения удельных выбросов углекислого газа	29	23	23

На *третьем режиме* ПД работал в качестве генератора горячих газов, ОГ которого подавались в ТА, где накапливалась тепловая энергия в ТАМ, затем газы под давлением аккумулировались в ресивере. Сжатый газ направлялся через теплообменник ТА во ВД для производства полезной работы. Нагретый в системе охлаждения дизеля воздух подавался в

теплообменник ресивера, откуда через его стенку теплота передавалась сжатым газам. Теплообменник ресивера на рассматриваемом режиме работы выполнял функцию теплового изолятора и уменьшал теплоотвод от накапливаемых газов в ресивере в атмосферу.

Исходя из того, что оптимальную производительность горячих газов необходимо поддерживать номинальной частотой вращения вала дизеля. Передаваемая максимальная энергия ОГ зависит от их температуры, давления и расхода и составляет $N_{ог} = 13684 \text{ кДж/ч} = 3,8 \text{ кВт}$, энергия, накапливаемая в ТА $E_{та} = 4974 \text{ кДж} = 96,5 \text{ кВт} \cdot \text{мин} = 1,61 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$, учитывая коэффициент полезного действия $\eta = 0,55$ теплообмена в тепловом аккумуляторе энергия, подводимая к ТАМ от ОГ будет составлять $2,09 \text{ кВт}$, а отдаваемая от ТАМ газам из ресивера при $\eta = 0,55$ энергия будет составлять $1,15 \text{ кВт}$. В то же время энергия, передаваемая от ОГ в ресивер в виде сжатого горячего газа, составляет $N_{сжг} = 8678,54 \text{ кДж/ч} = 2,41 \text{ кВт}$. Сжатый горячий газ аккумулируется в ресивере под давлением $P=700,0 \text{ кПа}$ при объеме ресивера $V=0,5 \text{ м}^3$, накапливаемая энергия составляет $E_{к} = 300 \text{ кДж} = 5,82 \text{ кВт} \cdot \text{мин} = 0,097 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$. Отводимая энергия системы охлаждения по причине низкой температуры теплоносителя на рассматриваемом режиме работы выполняла функцию теплового изолятора и уменьшала теплоотвод от горячих газов ресивера в атмосферу. Энергия системы охлаждения $N_{со} = 17231 \text{ кДж/ч} = 4,79 \text{ кВт}$ отдается ресиверу для его теплоизоляции. Суммарная энергия, передаваемая газам ресивера в виде теплоты через теплообменник от ТАМ составляет $1,15 \text{ кВт}$. Максимальная мощность, подаваемая на пневматический двигатель с горячими газами $2,41 + 1,15 = 3,56 \text{ кВт}$.

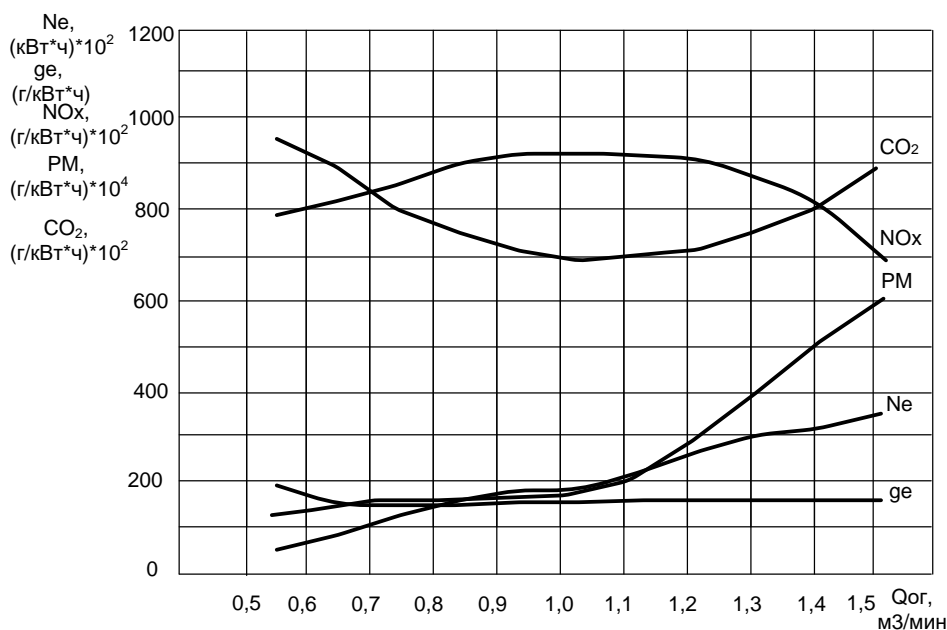


Рис. 5.46. Зависимость мощности, удельного расхода топлива, выбросов углекислого газа, твердых частиц, оксидов азота гибридной энергетической установки от расхода отработавших газов, производимых первичным двигателем

Анализируя зависимость отмечаем, что с ростом мощности пропорционально растет расход ОГ, аналогично изменяется и рост выбросов твердых частиц. Удельный расход топлива не значительно меняется на на всем диапазоне расхода ОГ. Выбросы окислов азота растут до $Q_{ог} = 1 \text{ м}^3/\text{мин}$ и имеют снижение выбросов с $Q_{ог} = 1,3 \text{ м}^3/\text{мин}$. Выбросы углекислого газа в процессе роста расхода ОГ снижаются до минимальных значений при $Q_{ог} = 1,1 \text{ м}^3/\text{мин}$, затем растут пропорционально с ростом расхода ОГ.

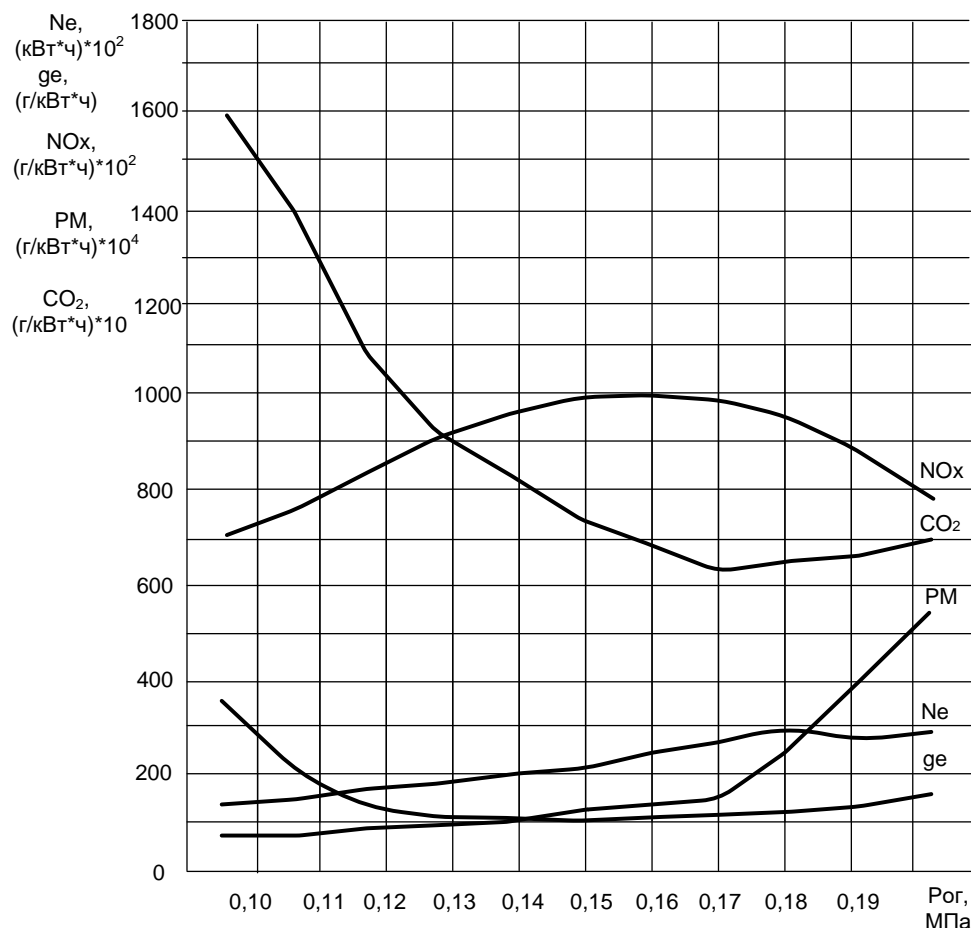


Рис. 5.47. Зависимость мощности, удельного расхода топлива, выбросов углекислого газа, твердых частиц, оксидов азота гибридной энергетической установки от давления отработавших газов, производимых первичным двигателем

С ростом давления ОГ растет и эффективная мощность. Удельный расход топлива имеет максимальное значение при минимальном давлении ОГ, снижается в диапазоне от минимального значения давления ОГ до $P_{ог}=0,14 \text{ МПа}$ затем наблюдается незначительный рост. Выбросы углекислого газа интенсивно снижаются с максимального значения при минимальном давлении ОГ до $P_{ог}=0,17 \text{ МПа}$, затем незначительно вырастают. Выбросы окислов азота с минимума растут до $P_{ог}=0,16 \text{ МПа}$ и имеют снижение выбросов. Выбросы твердых частиц имеют интенсивный рост до максимальных значений в диапазоне роста давления ОГ от $P_{ог}=0,17 \text{ МПа}$ и выше.

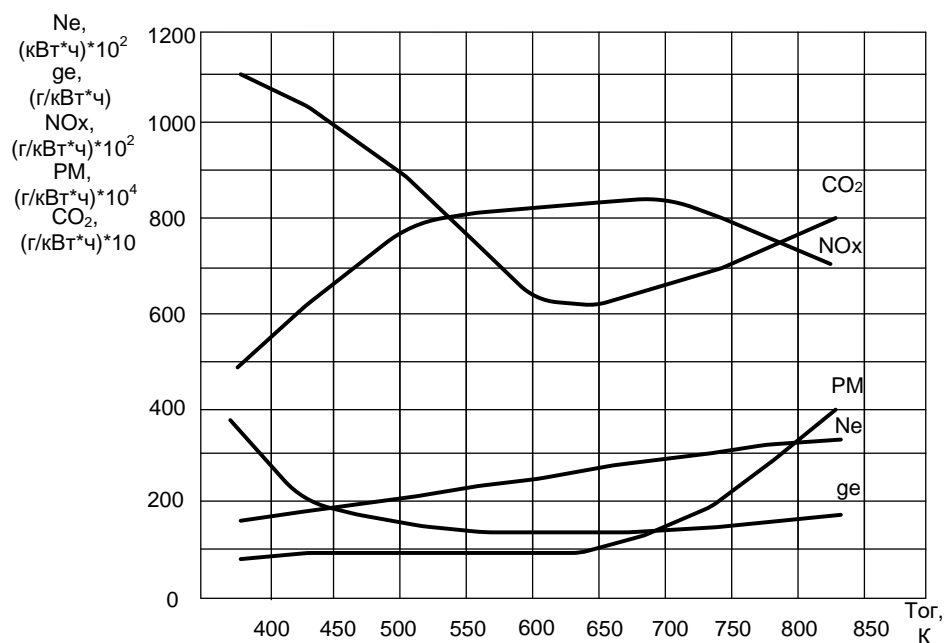


Рис. 5.48 Зависимость мощности, удельного расхода топлива, выбросов углекислого газа, твердых частиц, оксидов азота гибридной энергетической установки от температуры отработавши газов, производимых первичным двигателем

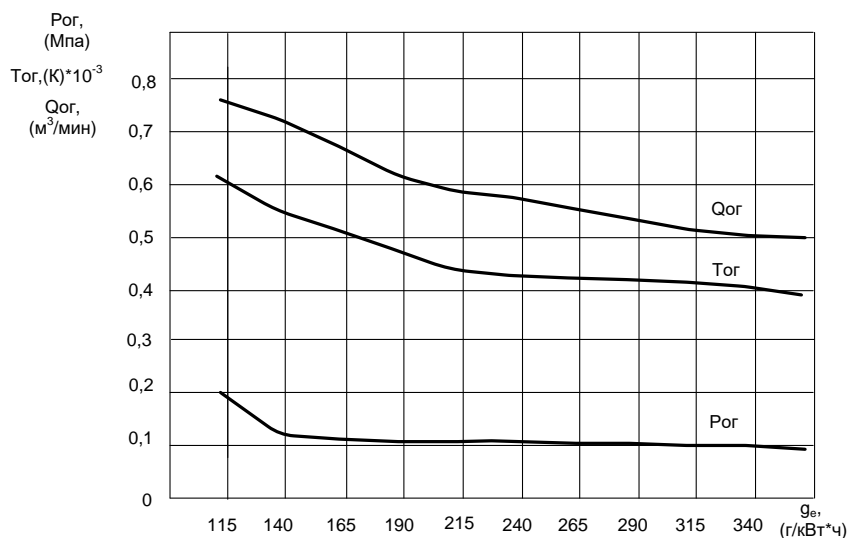


Рис. 5.49. Взаимосвязь удельного расхода топлива гибридной энергетической установкой с расходом, давлением и температурой отработавших газов, производимых первичным двигателем

С ростом температуры ОГ пропорционально растет мощность, рост выбросов твердых частиц с минимальных значений до максимального наблюдается с ростом температуры ОГ то $T_{ог}=650$ К и выше. Удельный расход топлива с максимума снижается до минимума от 300К до 550К затем не значительно имеет рост. Выбросы окислов азота с минимальных значений растут до максимальных от 300К до 700К затем имеют незначительное снижение.

Выбросы углекислого газа в процессе роста температуры ОГ снижаются до минимальных значений при $T_{ог}=650\text{ К}$, затем растут пропорционально с ростом температуры ОГ.

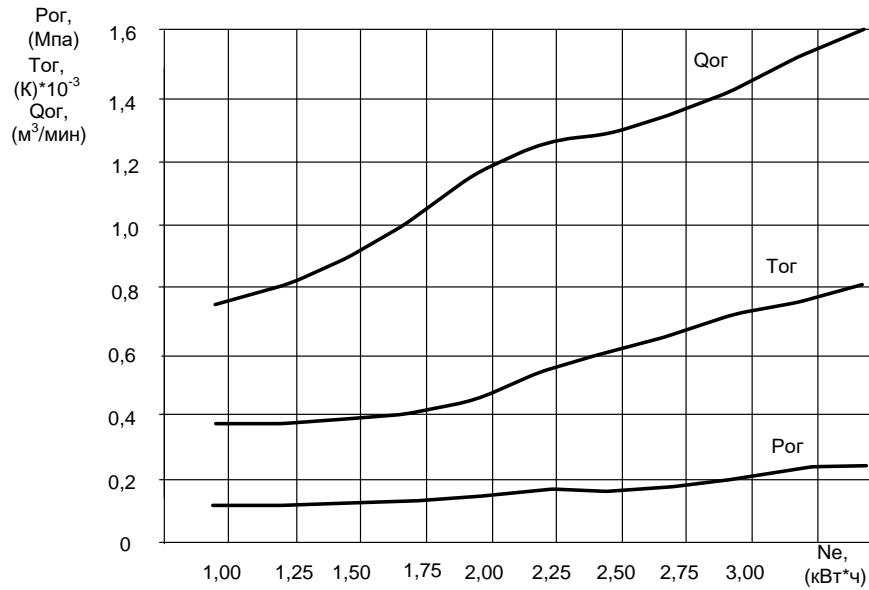


Рис. 5.50. Взаимосвязь мощности гибридной энергетической установки с расходом, давлением и температурой отработавших газов, производимых первичным двигателем

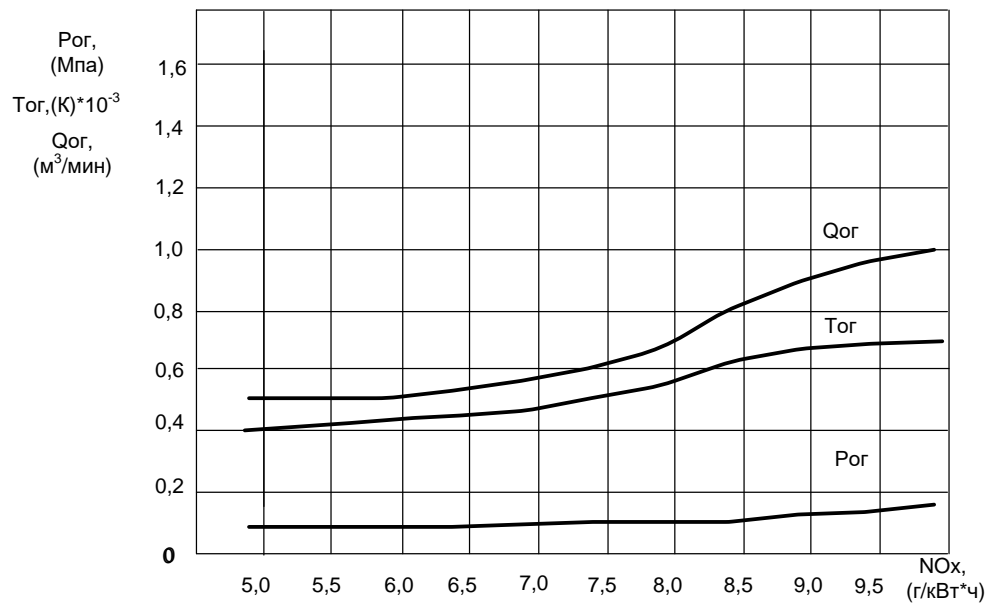


Рис. 5.51. Взаимосвязь выбросов оксидов азота гибридной энергетической установки с расходом, давлением и температурой отработавших газов, производимых первичным двигателем

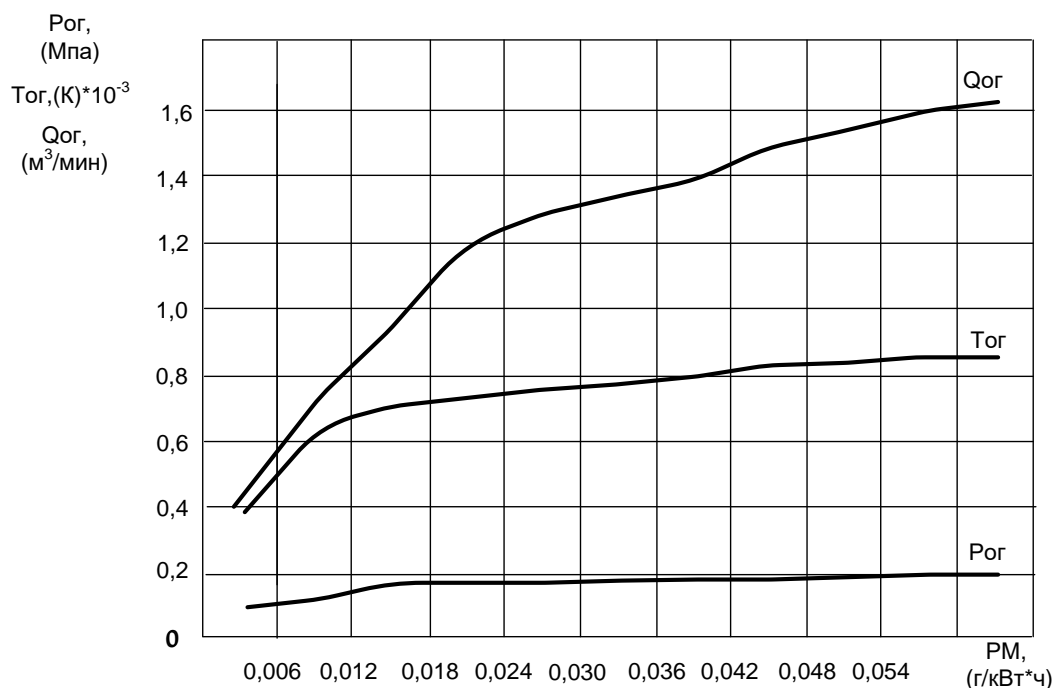


Рис. 5.52. Взаимосвязь выбросов твердых частиц гибридной энергетической установкой с расходом, давлением и температурой отработавших газов, производимых первичным двигателем

В процессе повышения эффективной мощности происходит рост расхода, давления и температуры отработавших газов.

Сравнивая зависимости на всем диапазоне давления отработавших газов, отмечаем на втором режиме улучшение показателей мощности, удельного расхода топлива, выбросов углекислого газа и оксидов азота, а снижение выбросов твердых частиц наблюдается с повышением давления от 0,17 МПа и выше.

В процессе повышения выбросов оксидов азота гибридной энергетической установкой происходит повышение расхода, давления и температуры отработавших газов.

В процессе повышения выбросов твердых частиц гибридной энергетической установкой происходит рост расхода, давления и температуры отработавших газов.

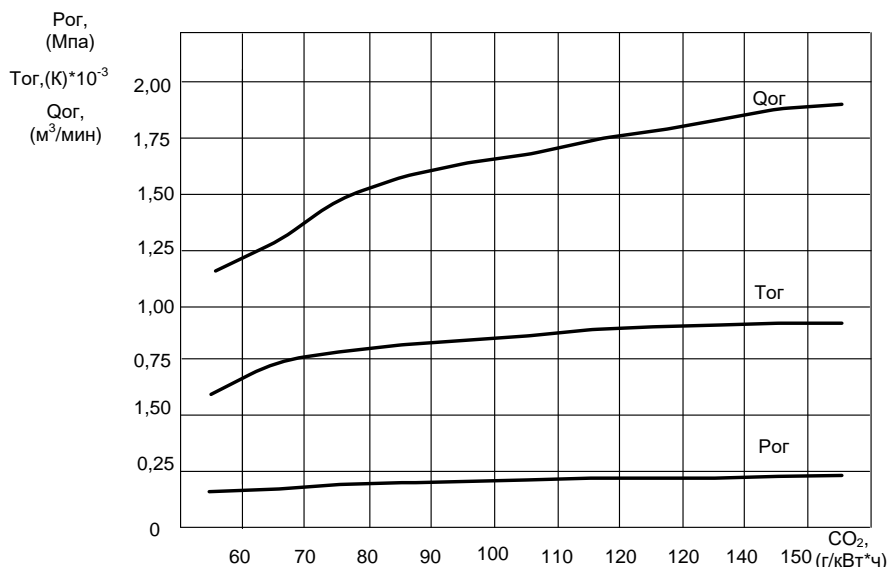


Рис. 5.53. Взаимосвязь выбросов углекислого газа гибридной энергетической установкой с расходом, давлением и температурой отработавших газов, производимых первичным двигателем

В процессе повышения выбросов углекислого газа гибридной энергетической установкой происходит рост расхода, давления и температуры отработавших газов.

Представленные на рисунках материалы послужили для устанавливалась зависимости: эффективной мощности ГЭУ, удельного эффективного расхода топлива ГЭУ, удельных выбросов из ГЭУ в ОС оксидов азота и твердых частиц, а также углекислого газа.

В результате обработки полученных экспериментальных данных были получены следующие системы уравнений зависимости.

Для эффективной мощности ГЭУ:

$$N_{e \text{ гэу}} = 0,9760 + 0,0001 X_1^2 + 0,0974 X_1 - 0,0014 X_2^2 + 0,0734 X_2 - 0,0002 X_3^2 + 0,0598 X_3. \quad (5.16)$$

Для эффективного расхода топлива ГЭУ:

$$g_{e \text{ гэу}} = 318,00 + 0,2132 X_1^2 - 3,034 X_1 + 1,883 X_2^2 - 26,653 X_2 + 1,7288 X_3^2 - 24,716 X_3. \quad (5.17)$$

Для выброса из ГЭУ в ОС оксидов азота:

$$NO_{x \text{ гэу}} = 5,4614 - 0,0244 X_1^2 + 0,2816 X_1 - 0,0326 X_2^2 + 0,4356 X_2 - 0,0317 X_3^2 + 0,4424 X_3. \quad (5.18)$$

Для удельного выброса из ГЭУ в ОС твердых частиц:

$$PM_{\text{ гэу}} = 0,0174 + 0,0002 X_1^2 - 0,0015 X_1 + 0,0003 X_2^2 - 0,0018 X_2 + 0,0002 X_3^2 - 0,0017 X_3. \quad (5.19)$$

Для удельного выброса из ГЭУ в ОС углекислого газа:

$$CO_{2 \text{ гэу}} = 147,287 + 0,3151 X_1^2 - 4,05 X_1 + 0,5587 X_2^2 - 9,571 X_2 + 0,3881 X_3^2 - 5,872 X_3. \quad (5.20)$$

Как уже отмечалось, полученные уравнения позволяют оценить влияние каждого из рассмотренных факторов и их взаимодействия на выходные параметры. В качественном плане это влияние определяется знаком перед соответствующим коэффициентом, а абсолютное значение коэффициента отражает силу влияния фактора. Вклад же того или иного фактора оценивался при переходе от нижнего к верхнему уровню (эффект фактора).

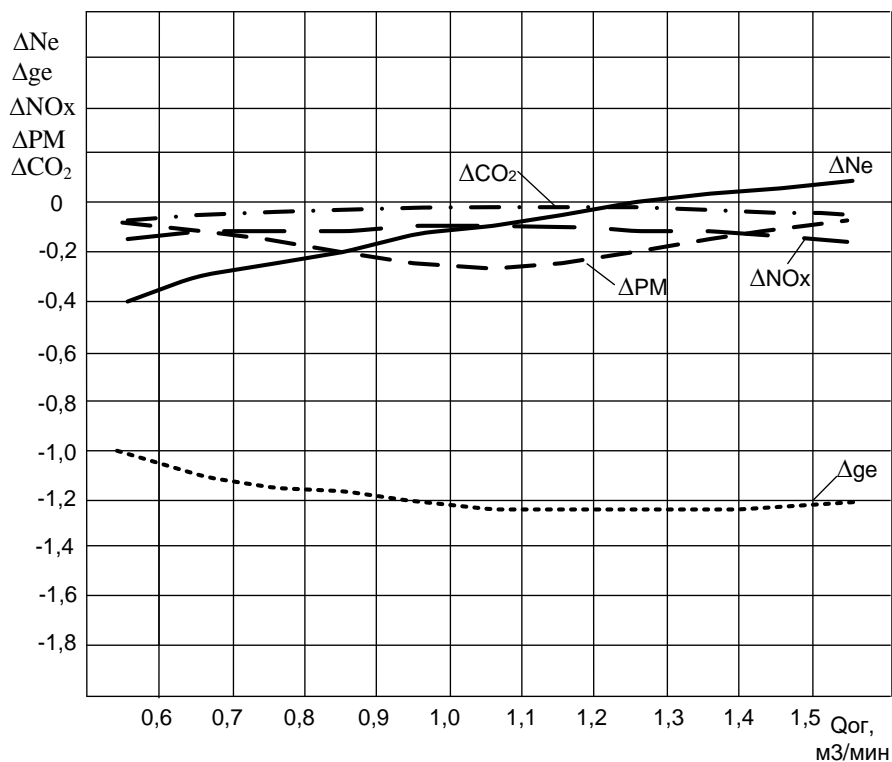


Рис. 5.54. Зависимость степеней изменения мощности, удельного расхода топлива, выбросов углекислого газа, твердых частиц, оксидов азота гибридной энергетической установки от расхода отработавших газов, производимых первичным двигателем

В ходе анализа степеней изменения удельного расхода топлива, выбросов углекислого газа, твердых частиц, оксидов азота производимых первичным двигателем определено, что наибольшее влияние расхода отработавших газов на удельного расхода топлива, остальные, такие как выбросы углекислого газа, твердых частиц, оксидов азота производимых первичным двигателем имеют примерно одинаковое, но меньшее влияние. Зависимость степени изменения мощности при расходе ОГ от 0,6 м³/мин до 1,3 м³/мин имеет отрицательное значение, а при более 1,3 м³/мин положительное. Эффективное применение схемы на третьем режиме является при расходе ОГ от 1,3 м³/мин и более.

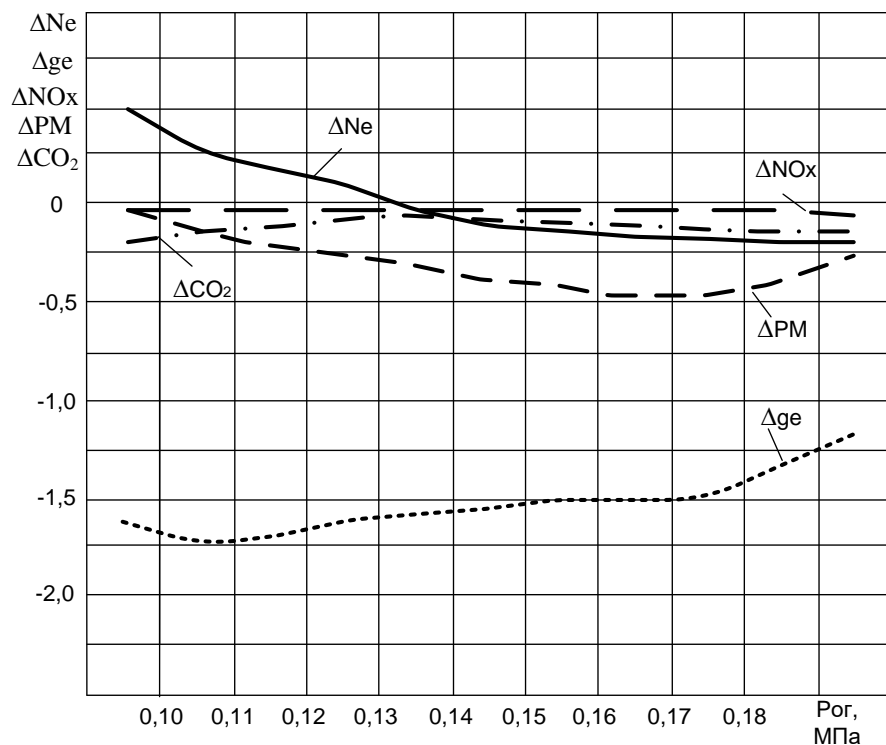


Рис. 5.55. Зависимость степеней изменения мощности, удельного расхода топлива, выбросов углекислого газа, твердых частиц, оксидов азота гибридной энергетической установки от давления отработавших газов, производимых первичным двигателем

Анализ степени изменения мощности показывает, что наиболее эффективное использование на режиме при давлении ОГ от 0,1 МПа до 0,4 МПа., а степени изменения удельного расхода топлива, выбросов углекислого газа, твердых частиц, оксидов азота от давления отработавших газов имеют эффективные значения на всем диапазоне изменения давления ОГ.

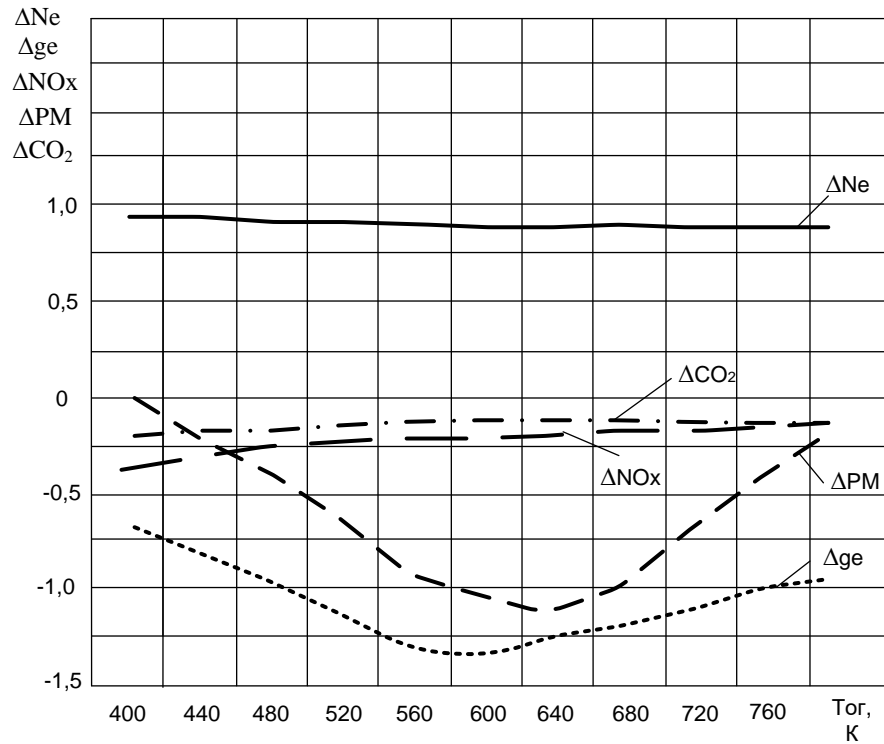


Рис. 5.56. Зависимость степеней изменения мощности, удельного расхода топлива, выбросов углекислого газа, твердых частиц, оксидов азота гибридной энергетической установки от температуры отработавших газов, производимых первичным двигателем

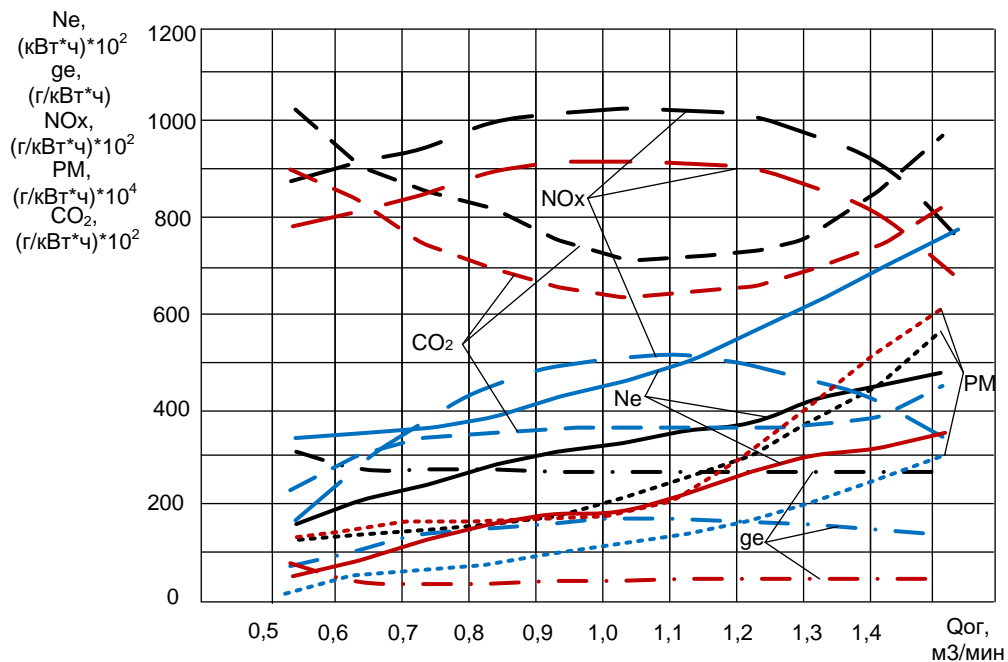


Рис. 5.57. Зависимости мощности, удельного расхода топлива, выбросов углекислого газа, твердых частиц и оксидов азота гибридной энергетической установки от расхода отработавших газов, производимых первичным двигателем (— - первый этап; — - второй этап; — - третий этап.)

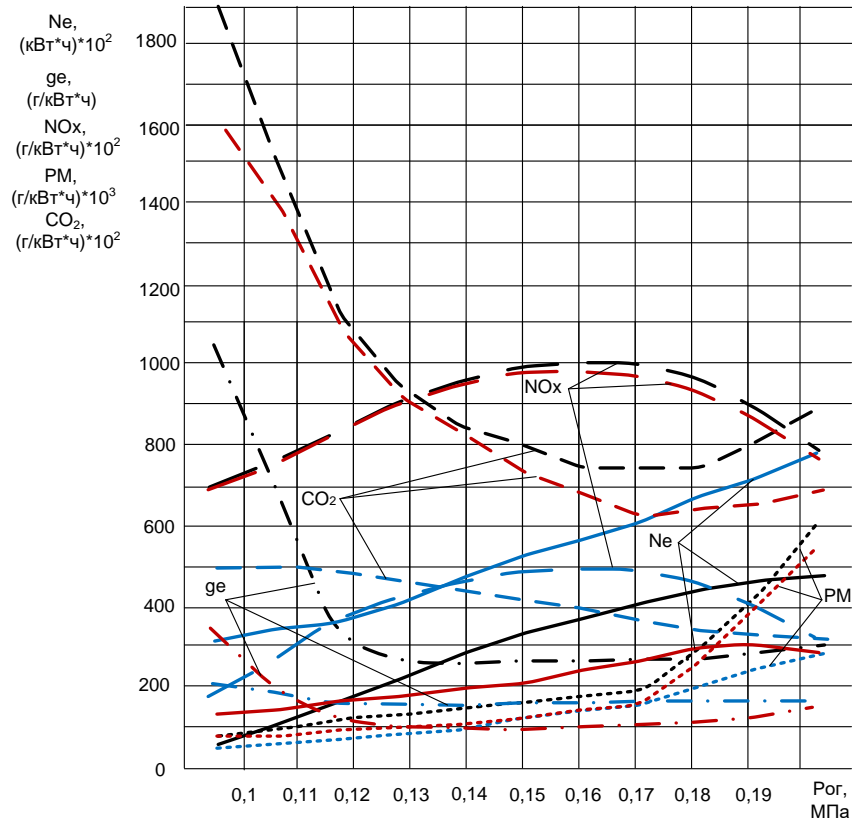


Рис. 5.58. Зависимости мощности, удельного расхода топлива, выбросов углекислого газа, твердых частиц и оксидов азота гибридной энергетической установки от давления отработавших газов, производимых первичным двигателем (— - первый этап; — - второй этап; — - третий этап.)

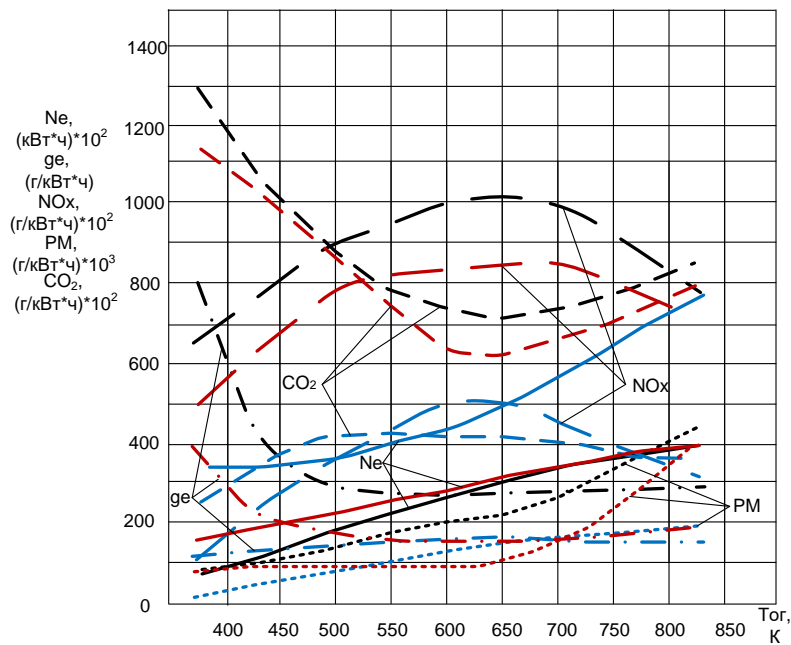


Рис. 5.59. Зависимости мощности, удельного расхода топлива, выбросов углекислого газа, твердых частиц и оксидов азота гибридной энергетической установки от температуры отработавших газов, производимых первичным двигателем (— - первый этап; — - второй этап; — - третий этап.)

Степени изменения мощности, удельного расхода топлива, выбросов углекислого газа, твердых частиц, оксидов азота гибридной энергетической установки от температуры отработавших газов, имеют эффективные значения на всем диапазоне изменения температуры ОГ.

В результате обработки полученных экспериментальных данных были получены следующие уравнения.

Для степеней изменения эффективной мощности ГЭУ:

$$\Delta N_{e \text{ гэу}} = 0,3854 - 0,0010 X_1^2 + 0,0296 X_1 + 0,0029 X_2^2 - 0,056 X_2 + 0,0003 X_3^2 - 0,0048 X_3. \quad (5.21)$$

Для степеней изменения эффективного расхода топлива ГЭУ:

$$\Delta g_{e \text{ гэу}} = - 0,9894 + 0,0015 X_1^2 - 0,0231 X_1 + 0,0021 X_2^2 - 0,01X_2 + 0,0066 X_3^2 - 0,0883 X_3. \quad (5.22)$$

Для степеней изменения выброса из ГЭУ в ОС оксидов азота:

$$\Delta NO_{x \text{ гэу}} = - 0,1721 - 0,0004 X_1^2 + 0,0051 X_1 - 0,0002 X_2^2 + 0,0013X_2 - 0,0004 X_3^2 + + 0,0120 X_3. \quad (5.23)$$

Для степеней изменения удельного выброса из ГЭУ в ОС твердых частиц:

$$\Delta PM_{\text{гэу}} = 0,2532 + 0,0024 X_1^2 - 0,0287 X_1 + 0,003 X_2^2 - 0,048 X_2 + 0,0125 X_3^2 - 0,160 X_3. \quad (5.24)$$

Для степеней изменения удельного выброса из ГЭУ в ОС углекислого газа:

$$\Delta CO_{2 \text{ гэу}} = - 0,1674 - 0,0005 X_1^2 + 0,0067 X_1 - 0,0013 X_2^2 + 0,0158 X_2 - 0,0006 X_3^2 + 0,0087 X_3. \quad (5.25)$$

В таблице 5.6 приведены относительные эффекты влияния воздействующих факторов на степени изменения эффективной мощности, удельного эффективного расход топлива ГЭУ, а также на удельные выбросы из неё в ОС оксидов азота, твердых частиц и углекислого газа при работе на третьем экспериментальном режиме

Таблица 5.6

Относительные эффекты влияния воздействующих факторов на степени изменения эффективной мощности, удельного эффективного расход топлива гибридной энергетической установки, а также на удельные выбросы из неё в окружающую среду оксидов азота, твердых частиц и углекислого газа при работе на третьем экспериментальном режиме

Выходные параметры	Эффект фактора, %		
	T _{ог}	P _{ог}	Q _{ог}
Степень изменения эффективной мощность	22	13	6
Степень изменения удельного эффективного расхода топлива	41	62	34
Степень изменения удельных	5	4	3

выбросов оксидов азота			
Степень изменения удельных выбросов твердых частиц	11	5	5
Степень изменения удельных выбросов углекислого газа	3	5	1

Подводя итоги можно отметить, что экспериментально исследованы характеристики на режимах работы ГЭУ без использования теплоты отработавших газов и воздуха системы охлаждения, с использованием теплоты отработавших газов и воздуха системы охлаждения, и с использованием потенциальной и тепловой энергии отработавших газов и воздуха, выходящего из системы охлаждения дизеля.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Журнал "Автомобильная промышленность", 2007 год, № 8 УДК 629.113.004.42 . Канд. техн. наук Е.П. ЯСЕНКОВ, Брат-ский ГУ
2. <https://hi-news.ru>
3. [www. bibliotekar.ru/estes tvornahie-2-2/56 htm](http://www.bibliotekar.ru/estes_tvornahie-2-2/56.htm)
4. Кульчицкий, А.Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей / А.Р. Кульчицкий. - Владимир: Изд-во Владимирского государственного ун-та, 2000. - 256 с., Марков, В.А. Токсичность отработавших газов дизелей / В.А. Марков, Р.М. Баширов, И.И. Габитов. 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. - 132 с., Марченко, А.В. Проблемы экологизации двигателей внутреннего сгорания / А.В. Марченко, И.В. Парсаданов // Двигатели внутреннего сгорания. - 2009. - № 2. - С. 3-8., Промышленно-транспортная экология: учеб. для вузов / В.Н. Луканин [и др.] / Под ред. В.Н. Луканина. - М.: Высш. шк., 2003. - 273 с. и др.
5. Автомобильные двигатели с турбонаддувом / Н.С. Ханин [и др.]. – М.: Машиностроение, 1991. – 336 с., Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршне-вых и комбинированных двигателей / под общ. ред. А.С. Орлина. Изд. 4–е. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с., Двигатели внутреннего сгорания. 1 кн. Теория рабочих процессов: учеб. для вузов / Под ред. В.Н. Луканина. - М.: Высш. шк., 2005. - 479 с. и др.
6. <https://rg.ru/2017/10/22/k-2050-godu-chislo-avtomobilej-v-mire-udvoitsia.html>
7. <http://www.avtomash.ru/guravto/2007/20070804.htm>
8. . Кутенев В.Ф. и др. «Перспективные экономически целесообразные направления комплексного совершенствования ДВС в современных условиях технологического прогресса и топливно-энергетического кризиса», Известия МГТУ «МАМИ», № 2, 2007 г., г. Москва.
9. Иванов А.М. Ледоренко Н.С. и др. Современная концепция развития городского электротранспорта МНПО «ЭКОНД», 2003 г.
10. данные из каталога VCDAuto-Umweltliste 2013/2014
11. Капустин, А.А. Гибридные автомобили: учебное пособие / А.А. Капустин, В.А. Раков ;М-во образ. и науки РФ, Вологод. гос. ун-т. - Вологда : ВоГУ, 2016. - 96 с.
12. ГИБРИДНЫЕ СИЛОВЫЕ УСТАНОВКИ МОБИЛЬНЫХ МАШИН — КОНКУРЕНТОСПОСОБНОЕ НАПРАВЛЕНИЕ РАЗВИТИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ БЕЛАРУСИ\ А.А. ДЮЖЕВ, канд. техн. наук; П.Л. МАРИЕВ, д"р техн. наук; Л.Г. КРАСНЕВ-

СКИЙ, чл."корр. НАН Беларуси; С.Н. ПОДДУБКО, канд. техн. наук; А.В. БЕЛЕВИЧ\МЕХАНИКА МАШИН, МЕХАНИЗМОВ И МАТЕРИАЛОВ. 2014. № 2 (27)

13. НАСКОЛЬКО РЕАЛЬНЫ ЗАЯВЛЕННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАСХОДА ТОПЛИВА И ЭМИССИИ СО₂ ДЛЯ ГИБРИДНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ Р. Л. Петров, к. т. н. / Исследовательский центр ОАО «АвтоВАЗ» (Тольятти\ Экология №2 (91) 2015)

14. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении выбросов загрязняющих веществ в зависимости от топлива, необходимого для двигателя: Правила ЕЭК ООН № 83 (ГОСТ Р 41.83).

15. Кадаков М. Mitsubishi Outlander PHEV // За рулём. — 2014. — 7 октября [Электронный ресурс].URL: <http://www.zr.ru/content/articles/713801-test-mitsubishioutlanderphev/>

16. AutoBild [Электронный ресурс].URL: <http://www.autobild.de>

17. Создание легкового автомобиля класса В с комбинированной энергоустановкой // Отчёт НИОКР ОАО «АвтоВАЗ». — 2014.

18. Н.В. Гулиа, Накопители энергии, М.: Наука, 1980

19. Механическая гибридная силовая установка как кардинальное решение экономических и экологических проблем коммерческого транспорта в мегаполисе. Гулиа Н.В. – д.т.н., профессор, зав. кафедрой «Детали машин» ГОУ МГИУ. Давыдов В.В. – главный конструктор ЗАО «Комбарко». Бабин В.А. – академик Международной академии экологии и природопользования. Лаврентьев А.И. – аспирант ГОУ МГИУ, инженер-конструктор ЗАО «Комбарко». <http://n-t.ru/tp/ts/mg.htm>

20. Проблемы и перспективы развития транспортного комплекса : материалы Международ. заоч. науч.-практ. конф. (Минск, 1–15 дек. 2015 г.) / М-во трансп. и коммуникаций Респ. Беларусь, Белорус. науч.-исслед. ин-т трансп. «Транстехника» ; редкол.: А.В. Королев, В.С. Миленский, С.Б. Соболевский ; рец.: К.А. Бочков, В.С. Ивашко. – Минск : БелНИИТ «Транстехника», 2016. – 286 с

21. Алексей Нецветаев\Какие бывают накопители энергии/ статья.\ <http://fb.ru/article/190701/kakie-byivayut-nakopiteli-energii>

22. 1. Electric & Hybrid Vehicle Technology International. — 2010–2013.,2. Automobil Revue: каталоги автомобилей. — 2007–2013.

23. Ломакин В.В., Шабанов А.В., Шабанов А.А. К вопросу выбора мощности и алгоритма работы силовой установки гибридного автомобиля // Журнал автомобильных инженеров. — 2013. — № 6 (83).– С. 40–45.

24. У.Радмахер, Й. Вагнер, Б.Менхер, Ш.Кельер. Системные решения Бош по сокращению выбросов СО₂ и других компонентов. Журнал ААИ, №4 (69), 2011г.

25. 1. Гусаров А.П. Потребление топлива и выбросы CO₂ автомобилями. Журнал ААИ, №3 (56), 2009 г. , 2 2. Вайсблум М.Е. Европейский подход к снижению CO₂. ААИ № 3 (62), 2010г., с. 59. , 4 4. Каталоги автомобилей 2006-2011г. Automobil revue.
26. Гусаров А.П. Потребление топлива и выбросы CO₂ автомобилями. Журнал ААИ, №3 (56), 2009 г.
27. Ломакин В.В., Карпухин К.Е., Кондрашов В.Н. Тенденции развития автомобилестроения: учебное пособие. – М.: МГТУ «МАМИ», 2008. 7. Автомобили с гибридной силовой установкой: учебное пособие для вузов / С.В. Бахмутов, В.В. Селифонов, В.В. Ломакин и др. – М.: МГТУ «МАМИ», 2009. – 136 с.
28. Automobil Revue: каталоги автомобилей. – 2006–2011.
29. Ломакин В.В., Карпухин К.Е., Кондрашов В.Н. Тенденции развития автомобилестроения: учебное пособие. – М.: МГТУ «МАМИ», 2008. 7. Автомобили с гибридной силовой установкой: учебное пособие для вузов / С.В. Бахмутов, В.В. Селифонов, В.В. Ломакин и др. – М.: МГТУ «МАМИ», 2009. – 136 с.
30. Филькин, Н.М. Методика оптимизации базовых параметров гибридной энергосиловой установки / Н.М. Филькин // Современные проблемы информатизации в технике и технологиях: сборник трудов научной конференции. – Воронеж: Изд-во «Научная книга», 2005. – С. 209–210.
31. Филькина, А.Н. Методика расчета базовых параметров комбинированной энергосиловой установки легкового автомобиля / А.Н. Филькина // Материалы 53-й Международной научн.-техн. конференции Ассоциации автомобильных инженеров. – Ижевск: ООО Издательский дом «Парацельс», 2006. – С. 207–216.
32. Филькин Н.М. Совершенствование конструкции комбинированной энергосиловой установки гибридного легкового автомобиля // Сборник материалов V Всероссийской научно-технической конференции «Проблемы и достижения автотранспортного комплекса». – Екатеринбург: Уральский государственный технический университет. – УПИ, 2007. – С. 170–173.
33. Кутенев В.Ф., Кисуленко Б.В., Шюте Ю.В. Экологическая безопасность автомобилей с двигателями внутреннего сгорания. Экология. Машиностроение. – М., 2009. – С. 253.
34. О ДВС для комбинированной энергетической установки / Л.Н. Вахошин, В.В. Карницкий, И.М. Минкин и др. // Автомобильная промышленность. –2007. – № 5.
35. Automobil Revue: каталоги автомобилей. – 2006–2011.
36. Automobil Revue: каталоги автомобилей. — 2007–2013.

37. Шабанов А.В., Шабанов А.А. Гибридные автомобили и новый этап экологической безопасности при совершенствовании конструкции автомобильных силовых установок: науч.-тех. сб. МГУ-ПИ. — М.: Информатика и технология, 2012. — № 18. — С. 63–70.
38. Арав Б.Л., Руднев В.В. Концепция экологически безопасной комбинированной энергетической установки городского автомобиля // Вестн. Рос. Акад. транспорта. – Вып. 5.- Курган: КГУ, 2005.- С.112-114.
39. Кукис В.С. Утилизация теплоты отработавших газов как средство повышения мощностных, экономических и экологических показателей поршневых ДВС//Авиационно-космическая техника и технологии. - Вып 41/6. - Харьков: ХАИ,2003.-С.174-176.
40. Руднев В.В., Кукис В.С. Двигатель для утилизации теплоты отработавших газов//Тр. международного форума по проблемам науки, техники и образования.-Т.1.-М.: Академия наук о земле,2000.-С.56-57,
41. Руднев В. В., Арав Б. Л., Александров Н. Е., Костров В. Ю., Амелин Д. И. Решение экологических проблем в городском транспорте применением комбинированных энергетических установок //Вестник КГТУ. Серия Транспорт. -Вып. 39. - Красноярск: КГТУ, 2005.-С.192-195.
42. Арав Б.Л., Руднев В.В. Концепция экологически безопасной комбинированной энергетической установки городского автомобиля // Вестн. Рос. Акад. транспорта. – Вып. 5.- Курган: КГУ, 2005.- С.112-114.,
43. Кукис В.С. Утилизация теплоты отработавших газов как средство повышения мощностных, экономических и экологических показателей поршневых ДВС//Авиационно-космическая техника и технологии. - Вып 41/6. - Харьков: ХАИ,2003.-С.174-176.
44. Руднев В.В., Кукис В.С. Двигатель для утилизации теплоты отработавших газов//Тр. международного форума по проблемам науки, техники и образования.-Т.1.-М.: Академия наук о земле,2000.-С.56-57,
45. Руднев В. В., Арав Б. Л., Александров Н. Е., Костров В. Ю., Амелин Д. И. Решение экологических проблем в городском транспорте применением комбинированных энергетических установок //Вестник КГТУ. Серия Транспорт. -Вып. 39. - Красноярск: КГТУ, 2005.-С.192-195
46. Автомобили с гибридной силовой установкой: учеб. Пособие для вузов / С.В. Бахмутов, В.В. Селифонов, В.В. Ломакин и др. — М.: МГТУ «МАМИ», 2009. — 136 с.
47. Куликов И.А., Селифонов В.В., Филонов А.И. Управление комбинированной энергоустановкой автомобиля: экология или энергоэффективность // Автомобильная промышленность. — 2011. — № 1.

48. Автомобили с гибридной силовой установкой: учеб. Пособие для вузов / С.В. Бахмутов, В.В. Селифонов, В.В. Ломакин и др. — М.: МГТУ «МАМИ», 2009. — 136 с.
49. Automobıl Revue: каталоги автомобилей. — 2007–2013., 5 Автомобили с гибридной силовой установкой: учеб. Пособие для вузов / С.В. Бахмутов, В.В. Селифонов, В.В. Ломакин и др. — М.: МГТУ «МАМИ», 2009. — 136 с.
50. Барашков А.А. Требования к электрическим системам рекуперативного торможения // IX Международный автомобильный научный форум: матер. форума. — М., 2012.
51. Ломакин В.В., Шабанов А.В., Шабанов А.А. К РАСЧЁТУ БАЛАНСА МОЩНОСТИ КОМБИНИРОВАННОЙ ЭНЕРГОУСТАНОВКИ ГИБРИДНОГО АВТОМОБИЛЯ // Журнал автомобильных инженеров. — 2014. — № 1 (84).
52. Куликов И.А., Селифонов В.В., Филонов А.И. Управление комбинированной энергоустановкой автомобиля: экология или энергоэффективность // Автомобильная промышленность. — 2011. — № 1.
53. О ДВС для комбинированной энергетической установки / Л.Н.Вахошин, В.В. Карницкий, И.М. Минкин, А.С. Разумов // Автомобильная промышленность. — 2007. — № 5.
54. ГОСТ 31967-2012 «Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Выбросы вредных веществ с отработавшими газами. Нормы и методы определения»
55. ГОСТ 24028-2013. Межгосударственный стандарт. двигатели внутреннего сгорания поршневые. дымность отработавших газов.
56. ГОСТ 18509-88. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний
57. Джонсон, Н. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке: Методы планирования эксперимента / Н.Джонсон, Ф. Лион. - М.: Мир, 1981. - 520 с.,
58. Зажигает, Л.С. Методы планирования и обработки результатов физического эксперимента / Л.С. Зажигает, А.А. Кишьян, Ю.И. Романников. - М.: Атомиздат, 1978. - 232 с., Изаков, Ф.Я. Планирование эксперимента и обработка опытных даны: Учебное пособие для магистрантов и аспирантов / Ф.Я. Изаков. Изд-во ЧГАУ, Челябинск, 1997. - 128 с.,
59. Спирин, Н.А. Методы планирования и обработки результатов инженерного эксперимента: Конспект лекций / Н.А. Спирин, В.В. Лавров. - Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2004. - 257 с.
60. Постановление Главного государственного санитарного врача РФ от 30.05.2003 № 114 (ред. от 03.11.2005) «О введении в действие ГН 2.1.6.1338-03» (вместе с

«Гигиеническими нормативами «Предельно допустимые концентрации (ПДК) загрязняющих веществ в атмосферном воздухе населенных мест. ГН 2.1.6.1338-03», утв. Главным государственным санитарным врачом РФ 21.05.2003) (Зарегистрировано в Минюсте РФ 11.06.2003 № 4679)

61. Григорьева, Т.Ю. Оценка ущерба, наносимого вредными выбросами с отработавшими газами дизелей / Т.Ю. Григорьева, Е.М. Артеменко, Е.И. Кибяков // Повышение экологической безопасности автотракторной техники. - Барнаул, 2001. - С. 124-138.

62. Изаков, Ф.Я. Планирование эксперимента и обработка опытных даны: Учебное пособие для магистрантов и аспирантов / Ф.Я. Изаков. Изд-во ЧГАУ, Челябинск, 1997. - 128 с.,

63. Тихомиров, В.Б. Планирование и анализ эксперимента / В.Б. Тихомиров. - М.: Легкая индустрия, 1974. - 264 с.

64. Большев, Л.Н. Таблицы математической статистики / Л.Н. Большев, Н.В. Смирнов. - М.: Наука, 1965. - 474 с.

65. Селезнева, Е.В. Разработка автоматизированного планирования эксперимента и обработка его результатов / Е.В. Селезнева, Т.А. Юрина // Вестник Сибирского отделения академии военных наук. № 30. – 2015. – С. 167-172.

66. <https://shamrin.ru/kompressor-indeks-so-7a-instruktsiya/>

67. <https://elnigo.ru/main/pnevmaticheskoe-oborudovanie2/pnevmodvigatel-mrv040/>

Научное издание

Руднев Валерий Валентинович

Хасанова Марина Леонидовна

Дмитриев Михаил Сергеевич

**РАЗРАБОТКА И ОБОСНОВАНИЕ КОНЦЕПЦИИ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ГИБРИД-
НОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ НА ОСНОВЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ
ПРОИСХОДЯЩИХ В НЕЙ ПРОЦЕССОВ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ**

Монография

ЗАО «Библиотека А.Миллера»

454091, г. Челябинск, ул. Свободы, 159

Редактор В.В. Руднев

Объем 11,8 усл. Печ. Л.

Подписано в печать 20.10.2022

Тираж 5000 экз. Формат А4

Отпечатано с готового оригинал-макета

В типографии ЮУрГГПУ

454080, г. Челябинск, пр. Ленина, 69